

## VTT Technical Research Centre of Finland

### BioMet2020 project final report

Söderena, Petri; Melin, Kristian; Pettinen, Rasmus

Published: 23/12/2020

*Document Version*  
Publisher's final version

[Link to publication](#)

*Please cite the original version:*

Söderena, P., Melin, K., & Pettinen, R. (2020). *BioMet2020 project final report*. VTT Technical Research Centre of Finland. VTT Research Report No. VTT-R-01567-20



VTT  
<http://www.vtt.fi>  
P.O. box 1000FI-02044 VTT  
Finland

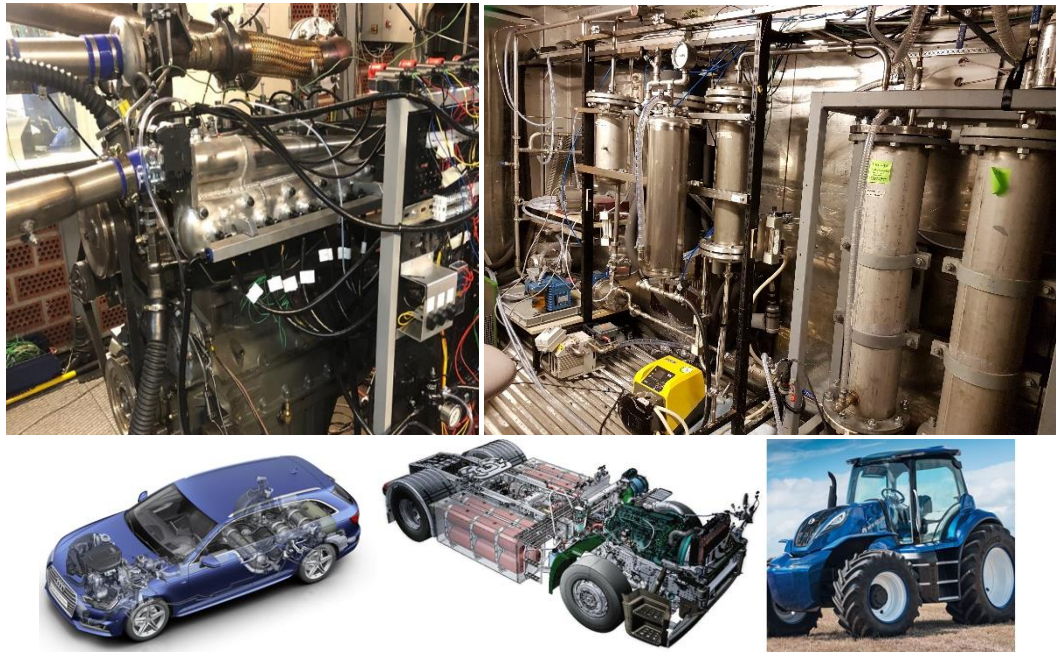
By using VTT's Research Information Portal you are bound by the following Terms & Conditions.

I have read and I understand the following statement:

This document is protected by copyright and other intellectual property rights, and duplication or sale of all or part of any of this document is not permitted, except duplication for research use or educational purposes in electronic or print form. You must obtain permission for any other use. Electronic or print copies may not be offered for sale.

RESEARCH REPORT

VTT-R-01567-20



# BioMet2020 project final report

Authors:

Petri Söderena<sup>1</sup>, Research Team Leader

Kristian Melin<sup>2</sup>, Senior Scientist




Rasmus Pettinen<sup>1</sup>, Research Scientist

<sup>1</sup>Efficient engines and vehicles

<sup>2</sup>Process concepts and modelling

Confidentiality:

Public

<b>Report's title</b>	
BioMet2020 project final report	
<b>Customer, contact person, address</b>	<b>Order reference</b>
Business Finland	
<b>Project name</b>	<b>Project number/Short name</b>
BioMet2020	BioMet2020
<b>Author(s)</b>	<b>Pages</b>
Petri Söderena, Rasmus Pettinen, Kristian Melin	92/
<b>Keywords</b>	<b>Report identification code</b>
biogas, purification, storage, CNG, methane, ethanol, bi-fuel	VTT-R-01567-20
<b>Summary</b>	
<p>BioMet2020 was a joint research project funded by the Business Finland a Finnish government organization for innovation funding and trade, travel and investment promotion. Project was implemented together with AGCO Power, Dinex Finland, Doranova, Jepuan Biokaasu, Valtra, Vilakone and VTT. Project duration was April 2018 - June 2020.</p> <p>BioMet2020 focused on reducing the obstacles from biomethane usage as a fuel for vehicles by performing research on three different areas:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Research and develop further a novel biogas upgrading concept developed at VTT</li> <li>• Research the performance and potentiality of bi-fuel ethanol-methane spark-ignition (SI) heavy-duty engine for NRMM applications</li> <li>• Perform a literature review of different storage methods for methane in intermediate and vehicular storage</li> </ul> <p>Investigated novel biogas purification concept showed that over 96 vol-% methane concentration is achievable in ambient pressure by using after purification. The test results indicate that efficient regeneration of the soda solution was the bottle neck to reach better biomethane purity.</p> <p>Storage review showed that new technologies for compressed methane storage is under development. New high pressure technologies allows up to 30 % higher energy content at 250 bar. Adsorbed natural gas storage technologies have demonstrated at 50 bar (MOF) and 100 (AC) bar similar storage capacity as traditional high pressure vessel at 250 bar.</p> <p>Developed spark-ignition bi-fuel methane-ethanol engine showed great potentiality against the Stage V legislative limit values. Low gaseous emissions were demonstrated with all fuel options: NG, ethanol, DF50 mode and E85. NO<sub>x</sub> emissions under 10 mg/kWh was achieved in many NRSC and full load test points. Thermal efficiency around 37 % was achieved with methane in multiple full load test points. Results showed that further optimization of engine components and ECU calibration would offer lower emissions and higher efficiency.</p>	
<b>Confidentiality</b>	Public
<p>Espoo 22.12.2020</p> <div> <div> <p><b>Written by</b></p>  <p>Petri Söderena Research Team Leader</p> </div> <div> <p><b>Reviewed by</b></p>  <p>Juhani Laurikko, Principal Scientist</p> </div> <div> <p><b>Accepted by</b></p>  <p>Jukka Lehtomäki, Manager Operational Support</p> </div> </div>	
<b>VTT's contact address</b>	
P.O. Box 1000, FI-02044 VTT, Finland	
<b>Distribution (customer and VTT)</b>	
Business Finland, BioMet2020 Steering group, VTT's publication portal	
<p><i>The use of the name of VTT Technical Research Centre of Finland Ltd in advertising or publishing of a part of this report is only permissible with written authorisation from VTT Technical Research Centre of Finland Ltd.</i></p>	

## Preface

---

BioMet2020 project was a joint research project funded by the Business Finland a Finnish government organization for innovation funding and trade, travel and investment promotion. Project was implemented together with AGCO Power, Dinex Finland, Doranova, Jepuan Biokaasu, Valtra, Vilakone and VTT. Project focused on promoting biomethane use in vehicles by performing research actions on novel biogas purification concept, investigating the future methane storage options and by investigating the potentiality of spark-ignited bi-fuel methane-ethanol non-road engine. Project was started in April 2018 and was finished in June 2020. Project was reported to the Business Finland in November 2020.

This research report covers the project activities.

Espoo 22.12.2020

Authors

## Contents

---

Preface.....	3
Contents.....	4
Abbreviations .....	6
Executive Summary .....	7
1. Project management and steering group .....	12
2. Introduction.....	13
2.1 General.....	13
2.2 State of Play non-road mobile machinery .....	14
2.2.1 Legislation.....	15
2.2.2 Engine and fuel alternatives .....	17
2.2.3 Engine efficiency.....	17
2.2.4 Exhaust aftertreatment technology.....	19
2.2.5 Alternative fuel options.....	21
3. Objective.....	23
4. Structure of the project.....	24
5. Experimental work .....	24
5.1 Research of the novel biogas purification concept .....	24
5.1.1 Process development steps .....	26
5.1.2 Laboratory scale tests .....	26
5.1.3 Pilot-scale test .....	28
5.1.4 Test set-up for the container pilot.....	29
5.1.5 Techno-economic evaluation of the novel gas purification concept .....	32
5.2 Bi-fuel ethanol-methane engine research .....	33
5.2.1 Research scope.....	33
5.2.2 Methodology and test setup .....	34
5.2.3 Measurement setup .....	36
5.2.4 Evaluation methods .....	37
5.2.5 Determining fuel consumption.....	38
5.2.6 Test parameters and test path .....	39
6. Results and discussions.....	40
6.1 Review of future options for methane storage.....	40
6.2 Novel biogas purification concept .....	40
6.2.1 Absorption.....	40
6.2.2 Regeneration .....	41
6.2.3 Pilot-scale tests.....	42
6.2.4 Techno-economic analysis of the performance of the concept.....	43
6.2.5 Discussion of findings .....	45
6.3 Bi-fuel ethanol-methane engine research .....	46
6.3.1 Investigation for the best injection strategy.....	46

6.3.2	Discussion of injection strategies .....	50
6.3.3	Results of NRSC.....	51
6.3.4	Discussion of NRSC results .....	60
6.3.5	Results of Not-to-Exceed test points .....	61
6.3.6	Discussion of Not-to-Exceed results.....	68
6.3.7	Results of lull load.....	69
6.3.8	Discussions of full load results .....	76
6.3.9	Elevated engine torque .....	78
6.3.10	Discussions of full load results .....	82
6.3.11	Comparison with diesel engine .....	83
6.4	Review of premixed dual-fuel diesel-methane technology.....	85
7.	Summary .....	86
8.	Conclusions .....	88
	References.....	89
	Appendix A Fuels Tank-to-Wheel data .....	91
	Appendix B Biometaanin välivarastointi ja varastointi ajoneuvossa Tulevaisuuden mahdollisuudet.....	92
	Appendix C Katsaus dual-fuelmoottoriteknologiaan.....	93

## Abbreviations

---

AC	Activated carbon
ANG	Adsorbed natural gas
BMEP	Break mean effective pressure
BTE	Break thermal efficiency
CFD	Computational fluid dynamics
CI	Compression ignition
CNG	Compressed natural gas
CO	Carbon monoxide
CO <sub>2</sub>	Carbon dioxide
DF	Dual-fuel
DME	Dimethyl ether
DOC	Diesel oxidation catalyst
DPF	Diesel particulate filter
EAT	Exhaust aftertreatment
ECU	Engine control unit
EGR	Exhaust gas recirculation
HC	Hydrocarbon
HCCI	Homogeneous charge compression ignition
HDV	Heavy-duty vehicle
HPDI	High pressure dual-fuel
LNG	Liquefied natural gas
MOF	Metal organic frame
Mtoe	Million tonnes of oil equivalence
NG	Natural gas
NO <sub>x</sub>	Nitrogen oxides
NRMM	Non-Road Mobile Machinery
NRSC	Non-road steady cycle
NTE	Not-to-exceed
ORC	Organic Rankine cycle
PCCI	Partially premixed compression
PFI	Port fuel injection
PM	Particulate mass
PN	Particulate number
RCCI	Reactivity controlled compression ignition
SCR	Selective catalytic reduction
SI	Spark ignition
TRL	Technology readiness level
TWC	Three-way catalyst
WHVC	World Harmonized Vehicle Cycle



## Executive Summary

---

BioMet2020 project was funded by the Business Finland which is the Finnish government organization for innovation funding and trade, travel and investment promotion. VTT conducted project together with partner companies AGCO Power, Dinex Finland, Doranova, Jepuan Biokaasu, Valtra and Vilakone. Project was started in April 2018 and finished in June 2020.

BioMet2020 project focused on promoting biomethane usage in non-road applications by performing research in three different areas driving towards wider usage of biomethane. These work packages were:

- WP 1: Research of the novel biogas purification concept
- WP 2: Literature review of technologies for biomethane intermediate storage and storage in vehicles
- WP 3: Research of performance and potentiality of bi-fuel ethanol-methane spark-ignited engine for non-road mobile machinery

In addition, a brief review covering the future of premixed dual-fuel engines in non-road applications was performed.

The novel biogas purification concept was originally develop at VTT before the BioMet2020 project was started. VTT holds a patent for it. The research work of biogas purification concept conducted in this project was divided into four sub-tasks:

1. Purchase of needed equipment
2. Laboratory scale demonstration
3. Pilot-scale demonstration
4. Techno-economic analysis of the concept

In the laboratory scale demonstration the best CO<sub>2</sub> recovery was achieved at 32 °C temperature, 30 s residence time and volumetric flowrate ratio 2:1 between liquid and gas. The measured gas purities were approximately 94 vol-% methane using the regenerated soda solution from regeneration experiments. Using pure sodium carbonate 99 vol-% biomethane content was obtained and for sodium hydroxide the biomethane purity was 99.99 vol-%. Findings in laboratory scale tests were used for designing the pilot scale test setup and experimental equipment.

Pilot scale test setup was built in normal container which was previously already used for biogas examinations. For BioMet2020 project new test equipment was built. The results obtained in this project were encouraging. Table 1 shows the main results achieved in pilot scale tests. The product gas after the purification contained less than 4 vol-% CO<sub>2</sub> which leads to 96 vol-% biomethane purity at 1 bar(a). The test results indicate that efficient regeneration of the soda solution was the bottle neck to reach better biomethane purity. More efficient regeneration could be performed with falling film type of regeneration that could speed up the process up to ten times, due to higher contact area between gas and liquid. The results indicate that the methane slip is < 1 %, however more tests should be done to get a more reliable measurement.



*Table 1: Main results achieved in pilot scale tests.*

		feed gas composition			Product gas after 1st purification stage	Product gas after purification	
	Feed gas flow	CO <sub>2</sub>	Nitrogen	methane	CO <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	The methane content of the CO <sub>2</sub> stream from regeneration
Date of experiment	l/min	vol - %	vol- %	vol-%	vol- %	vol-%	vol-%
26.2.2020	6	40	60		5-12.5	2-5.5	
27.2.2020	6	40	60		6-8	< 1 - 4	
28.2.2020	6	40	30	30	6-12	< 1 - 4	0.4

Techno-economic analysis was performed for estimate the capital and operational expenditures in plant size from 30 Nm<sup>3</sup>/h to 60 Nm<sup>3</sup>/h. The results were compared with traditional water scrubbing technology. Table 2 shows the comparison with the water scrubbing technology. The production costs seems feasible and even 50 % lower costs can be achieved compared to water scrubbing system for both sizes of plants 30 Nm<sup>3</sup>/h and 60 Nm<sup>3</sup>/h raw biogas feed.

In order to get a more exact cost estimate the other components than main equipment should be evaluated in more detail. However, the lower technical maturity of the novel process should be considered in the comparison. The lower technical maturity also leads to bigger uncertainty in estimated cost of the system.

*Table 2: Comparison of production cost of the novel system and traditional water scrubbing system.*

	Water Scrubbing	Ejector process	2x Water Scrubbing	2x Ejector process
Raw biogas feed capacity NM <sup>3</sup> /h	30	30	60	60
Investment cost	200000	100000	303143	151572
Annuity of investment cost €/MWh	16,250	8,125	12,315	6,158
Power consumption kWh/Nm <sup>3</sup> raw biogas	0,25	0,17	0,25	0,17
Cost of Power €/MWh	4,17	2,83	4,17	2,83
Make up chemicals €/MWh	0	0,28	0	0,28
CO <sub>2</sub> €/MWh by-product income	0	-1,51	0	-6,05
Totally €/MWh	20,4	9,7	16,5	3,2

The main objective in bi-fuel ethanol-methane spark-ignited engine research was to investigate the potential of the concept by comparing the gaseous emission results with Stage V legislative limit values. The test engine was based on a four-cylinder compression ignition (CI) diesel engine designed for non-road applications. For the experiment, the engine was converted from conventional diesel combustion to operate in SI single port (NG) and multi-port (ethanol, E85) fuel injection (PFI) modes.

In the first phase, an investigation for the best liquid fuel injection strategy was studied without three way catalysts (TWC). The test engine was equipped at the beginning of the project with dual liquid fuel injectors per cylinder. One pointing at tangential and one pointing at swirl port. Investigated injection strategies were: injection only into swirl or tangential port and injection into both ports. The results suggested that the liquid fuel injection into both ports gives the best overall performance in case of engine efficiency and NO<sub>x</sub> and HC emissions. CO emissions were slightly higher compared with single port strategies.

Despite the overall performance was the best with the both injector strategy it was decided that the injection only into swirl port was selected in further examinations. Reasoning for the selection was robustness and lower costs in potential production engine.

In further examinations four different fuel options were investigated: methane, ethanol, DF50 (50 % methane and 50 % ethanol) and E85. Tests were performed with TWC installed.

Figure 1 and Figure 2 show the NO<sub>x</sub> emissions in NRSC modes and in full load curve. The results show that low emissions can be obtained in wide area of the engine map. NO<sub>x</sub> emissions even less than 5 mg/kWh with all of the fuel options were demonstrated in many operation points. The limit value for NRSC in Stage V is 0.4 g/kWh.

However, the results also underline the difficultness related to the control of TWC. It is sensitive for the fuel-air equivalent ratio (so called lambda value) and exhaust gas temperature. For high oxidation of CO and CH<sub>4</sub> (HC) and reduction of NO<sub>x</sub> emissions correct lambda value is required. Slightly unbalanced exhaust gas composition (wrong lambda value) combined with low exhaust gas temperature leads into high emissions. This challenge can be reduced with so called lambda oscillation functionality which was not supported in the used engine control software.

Engine efficiency in NRSC modes (Figure 3) and full load (Figure 4) indicates that the ethanol would give the best efficiency and methane second best together with E85. However, the differences are modest. Methane allows to use the highest ignition advance due to favorable fuel chemical characteristics but the slower flame speed propagation increases the combustion duration compared to ethanol and E85. This counterbalances the differences in achievable thermal efficiency. The highest engine efficiency achieved with all the fuel options was around 37 %.

In general, results obtained in this study suggest that the bi-fuel methane-ethanol SI engine has high potential for achieving low gaseous emissions with TWC and stoichiometric operation. As a low cost and robust technology SI-engine equipped with TWC and operated with biofuels as biomethane and ethanol provides it an interesting solution for the future. Not only in Europe but also in regions where ethanol production is high as South-America and some Asian countries.

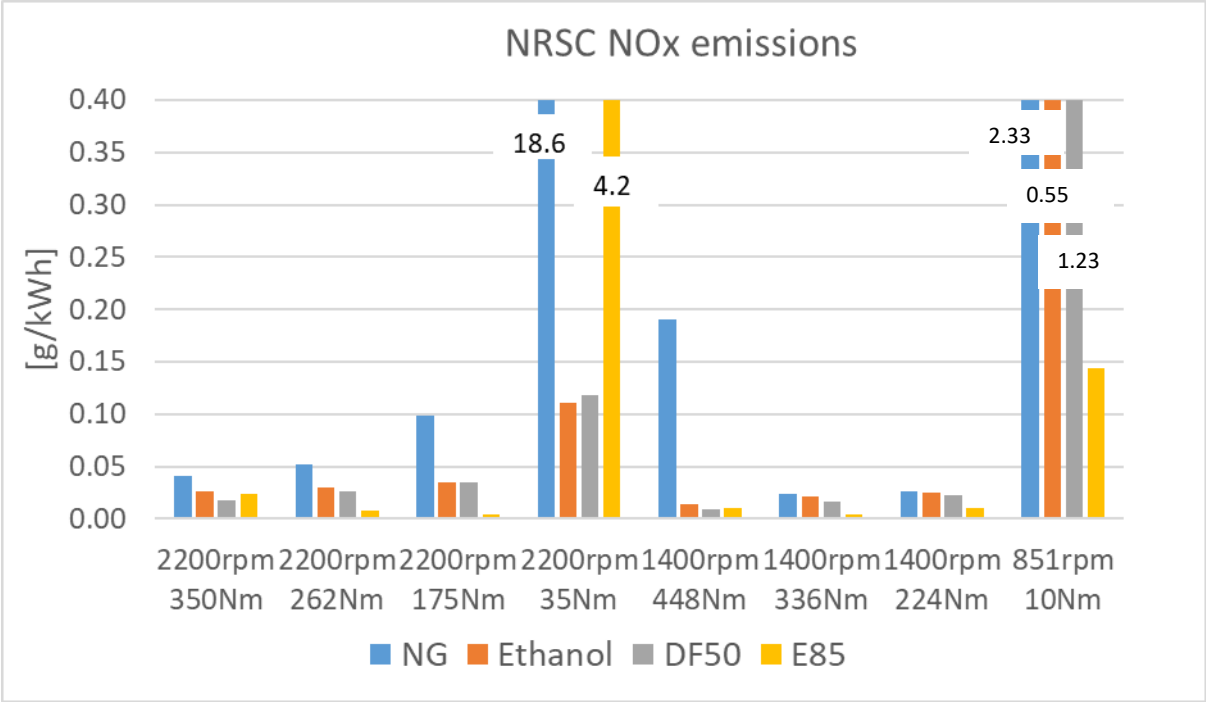


Figure 1: NRSC mode specific NO<sub>x</sub> emissions.

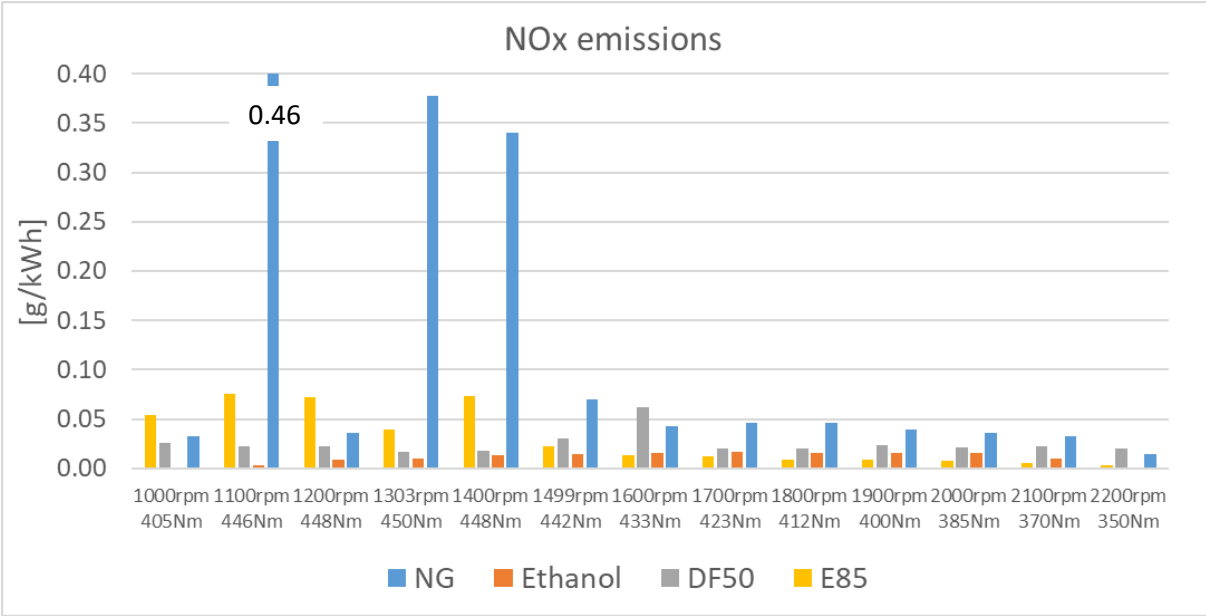


Figure 2: NO<sub>x</sub> emissions on full load curve.

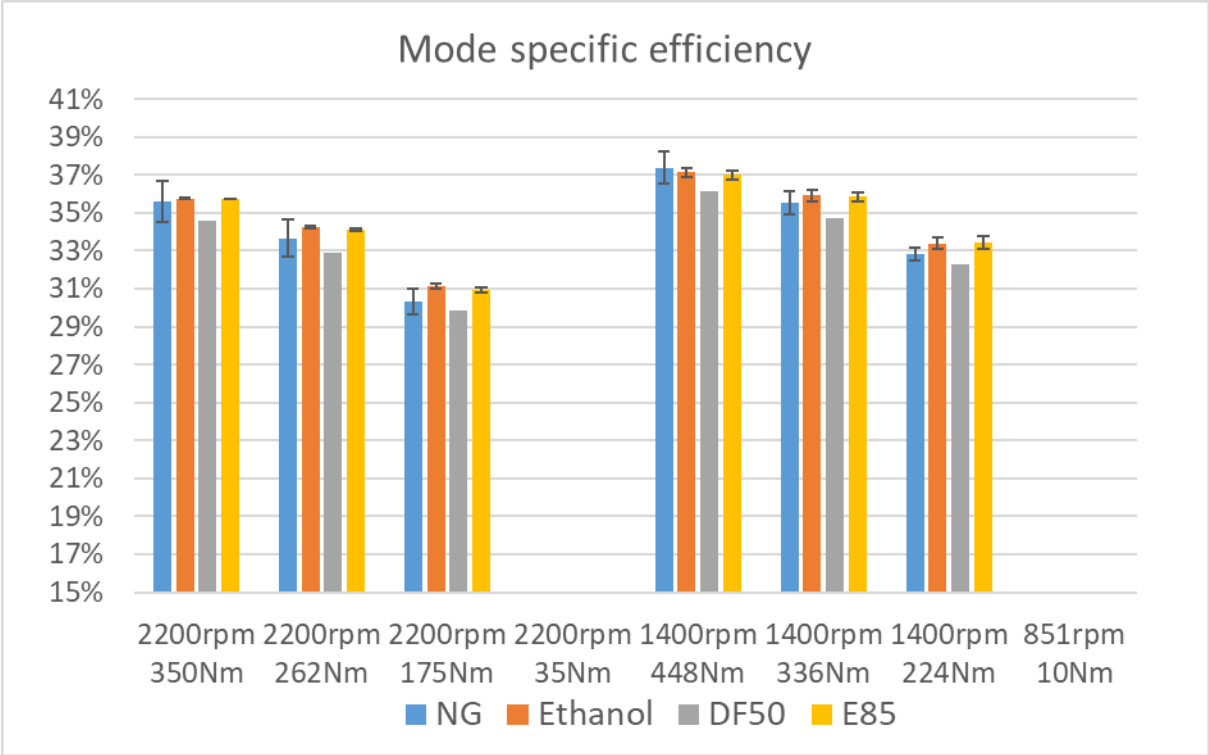


Figure 3: NRSC mode specific efficiency.

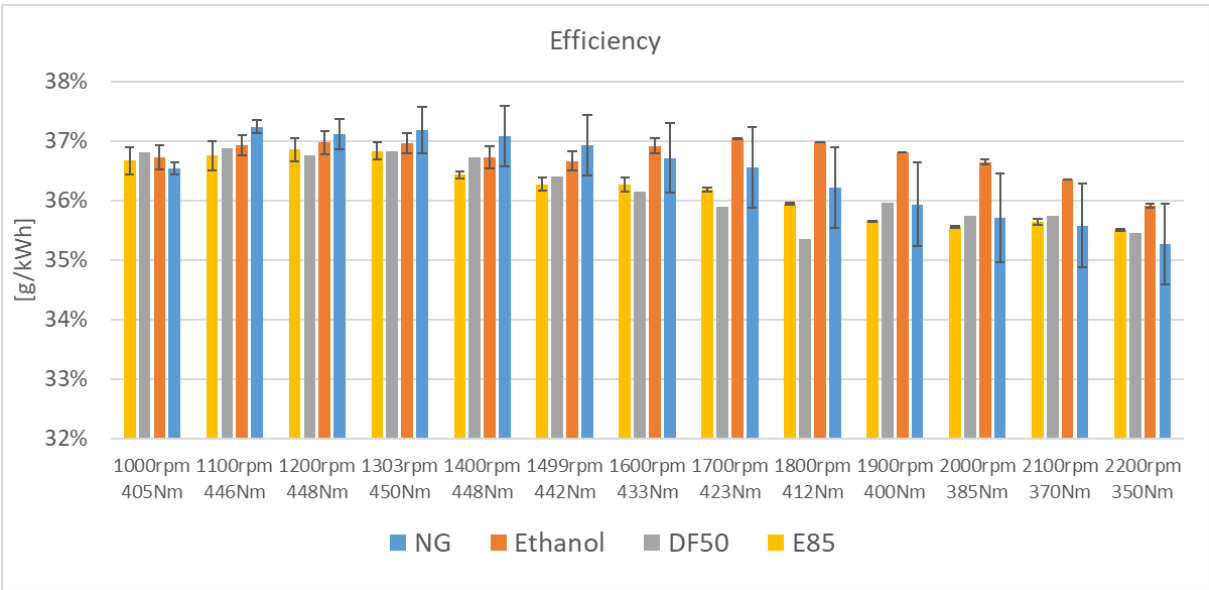


Figure 4: Efficiency on full load.

## 1. Project management and steering group

---

A steering group was formed and members from the participating companies and Business Finland was invited to join. Following members with right to vote were invited:

- AGCO Power Oy: Pekka Nousiainen, deputy Pekka Hjon
- Dinex Finland Oy: Teuvo Maunula, deputy Kauko Kallinen
- Doranova Oy: Antti Myllärinen, deputy Mikko Saalasti
- Jepuan Biokaasu Oy: Kurt Stenvall, deputy Janne Kälälä ja Anne Padar
- Valtra Oy: Petri Hannukainen, deputy Rafael Åman
- Vilakone Oy: Jesse Suonsivu, deputy Kimmo Suominen
- VTT Oy: Petri Söderena, deputy Kristian Melin
- Business Finland: Matti Säynätjoki

In addition, following members were invited as observers:

- Veli-Pekka Reskola, Finnish Ministry of Agriculture and Forestry
- Birgitta Vainio-Mattila, Finnish Ministry of Agriculture and Forestry
- Nils-Olof Nylund, VTT Oy

Project steering group meetings were organized twice a year. In addition, decision making and actions were handled with written procedure via email in case those arose between the steering group meetings.

## 2. Introduction

---

### 2.1 General

Biogas is interesting energy option and could increase the bio-based fuels share in the vehicle usage. Its potentiality has not yet been fully exploit. It could provide an additional local source of bio-based energy for many users such as farms, road traffic and communities. Additionally, as a side product it would provide fertilizers for farming. Thus be part of the circular economy and the solution towards carbon neutral society.

Natural gas has been used as a fuel both as compressed and liquefied for many years for on-road vehicles. For non-road mobile machinery (NRMM) the type approval legislation in the EU has not recognized (bio)methane as a fuel option for NRMM engines before the EU Stage V legislation that was introduced in two phase depending on engine power class [1]. Legislation was set in force in January 2019 for engines above 130 kW and in January 2020 for engines below 130 kW but above 56 kW. Stage V legislation covers ethanol as well as a reference fuel in engine type approval process.

Up to now another major challenge has been the lack of cost-competitive solutions for biogas upgrading which would decrease the end-user price of biomethane. Especially small scale upgrading solutions are still relatively expensive and makes the biomethane production economically challenging.

Figure 5 shows the total energy use, energy use in transport and agriculture within the EU-27 countries in 2018. Transport (excluding agriculture) accounts roughly 287 Mtoe (39 %) of the total energy use whereas agriculture accounted only 24 Mtoe (3.25 %) of the total energy use. Use of oil and petroleum products (excluding biofuels) in agriculture accounted for 13 Mtoe (1.82 %) of the total energy use. In 2015, world energy consumption in transportation accounted around 31,080 TWh, equivalent around 2693 Mtoe [2].

In 2018 transport biofuels production was around 126 Mtoe (Figure 6). Figure shows that ethanol is the most produced biofuel, roughly twice as much as biogas, biodiesel and HVO. Thus, together ethanol and biogas accounts for two thirds of the world biofuel production.

Taking the world transportation energy consumption in 2015 we can estimate that currently the total share of biofuels in transportation is less than 1 %.

As a summary, ethanol and biogas forms the majority of the biofuels produced for transportation. Said this, it is well justified that the potentiality of engines utilizing them as a fuel is examined.

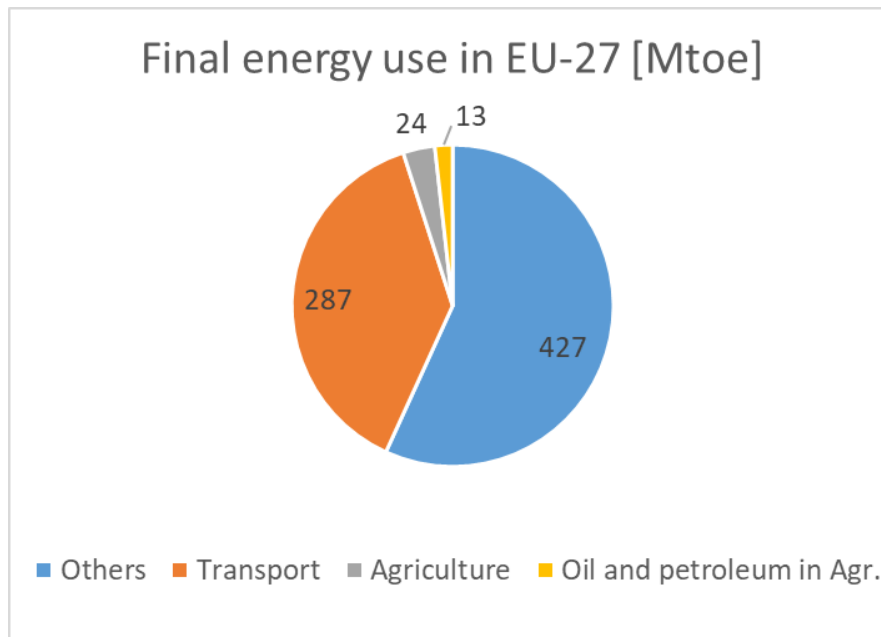


Figure 5: Final energy use and energy use in agriculture in EU-27<sup>1</sup>[3][4].

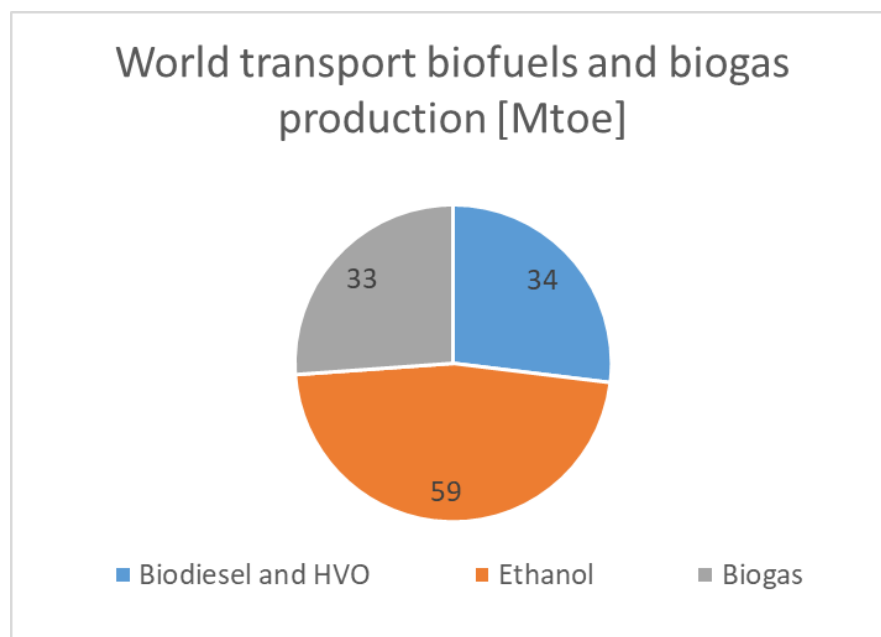


Figure 6: World transport biofuels (biodiesel, HVO, ethanol) and biogas production in 2018. Data gathered from IEA statistics and converted into Mtoe<sup>2</sup>[5][6].

## 2.2 State of Play non-road mobile machinery

Non-road mobile machinery (NRMM) constitutes of a wide spectrum of different kind of working machines each having their own special use cases and features. NRMM engine technology has typically followed closely development steps in on-road HD vehicles technology. Emission legislation has been one major driver for this as typically HD on-road engines have been

<sup>1</sup> Data from Germany excluded as it was not included in the original source.

<sup>2</sup> Biodiesel and HVO production in Mtoe is calculated from billion litres of combined biodiesel and HVO production by assuming the production volumes to be the same.



encountered the more stringent emission requirements before non-road engines. This development has been prevailing trend in EU and US since the introduction of Euro I/Stage I<sup>3</sup> and US HD on-road and non-road engines legislation phases. Typically on-road HD engine manufacturers have had also sister versions for the NRMM applications derived from their on-road engines like Volvo Penta<sup>4</sup>, Fiat Powertrain Technologies<sup>5</sup> and Cummins<sup>6</sup>.

### 2.2.1 Legislation

This section focuses on NRMM engines between 56 kW and 560 kW. Engines in this power range are typically used in agriculture tractors, excavators, dumpers, forestry machinery and similar kind working machinery. Current NRMM engine legislations in Europe (Stage V) and US (EPA Tier 4) regulate pollutant emissions as NO<sub>x</sub>, CO, HC, particulate mass (PM) and particulate number (PN). CO<sub>2</sub> emissions are not regulated. The stage V legislation in EU was introduced in 2019 and 2020 depending on the engine power class. The final US EPA Tier 4 emission legislation was introduced in 2014 and was mainly identical with same year introduced EU Stage IV legislation.

Table 3 shows the emission limit values for Stage V. For engines in power range 56 kW - 560 kW Stage V introduced more stringent PM emissions limit value and first-time ever a limit value for particulate number (PN).

*Table 3: Stage V emission limits for NRMM.*

Emission stage	Engine sub-category	Power range	Ignition type	CO	HC	NO <sub>x</sub>	PM mass	PN	A
		kW		g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh	#/kWh	
Stage V	NRE-v-1 NRE-c-1	0 < P < 8	CI	8,00	(HC + NO <sub>x</sub> ≤ 7,50)		0,40 <sup>(1)</sup>	—	1,10
Stage V	NRE-v-2 NRE-c-2	8 ≤ P < 19	CI	6,60	(HC + NO <sub>x</sub> ≤ 7,50)		0,40	—	1,10
Stage V	NRE-v-3 NRE-c-3	19 ≤ P < 37	CI	5,00	(HC + NO <sub>x</sub> ≤ 4,70)		0,015	1 × 10 <sup>12</sup>	1,10
Stage V	NRE-v-4 NRE-c-4	37 ≤ P < 56	CI	5,00	(HC + NO <sub>x</sub> ≤ 4,70)		0,015	1 × 10 <sup>12</sup>	1,10
Stage V	NRE-v-5 NRE-c-5	56 ≤ P < 130	all	5,00	0,19	0,40	0,015	1 × 10 <sup>12</sup>	1,10
Stage V	NRE-v-6 NRE-c-6	130 ≤ P ≤ 560	all	3,50	0,19	0,40	0,015	1 × 10 <sup>12</sup>	1,10
Stage V	NRE-v-7 NRE-c-7	P > 560	all	3,50	0,19	3,50	0,045	—	6,00

<sup>(1)</sup> 0,60 for hand-startable, air-cooled direct injection engines.

Below are listed the main new elements introduced in Stage V legislation:

<sup>3</sup> Euro I legislation for on-road HD engines was introduced in 1992 and Stage I for NRMM engines in 1999.

<sup>4</sup> Volvo Penta off-road engines <https://www.volvopenta.com/industrial/off-road/>

<sup>5</sup> Fiat Powertrain Technologies <https://www.fptindustrial.com/global/en>

<sup>6</sup> Cummins Engines <https://cumminseurope.com/engines>

- PN limit value of  $1 \cdot 10^{12}$  #/kWh which practically compels to use of DPF's in diesel engines
- Introduction of in-service monitoring [7]. Engine manufacturer is responsible for testing nine engines in four consecutive years and providing test results for the test approval authority. There are no limit values whatsoever in the in-service monitoring scheme<sup>7</sup>. Its goal at this point is purely to gather data from in-service operations.
- Recognition of gaseous fuels and other liquid fuels than diesel. Stage V allows type approval for engines operating with gaseous fuels as methane or liquid fuels as ethanol. It defines flexible limit value for hydrocarbon (HC) emissions for gaseous fuels depending on the energy share of the gaseous fuel from the total fuel energy.

HC limit value for engines using gaseous fuels is defined based on the equation  $HC = 0.19 + (1.5 \cdot A \cdot GER)$ , where A is a factor defined for each engine power class and GER stands for gaseous fuel energy ratio, see column A in Table 3.

Currently, there is not official legislative actions on-going in EU for more stringent emission limits for non-road vehicles. However, European Commission have opened in 2018 a framework contract for investigating emissions performance of light- and heavy-duty on-road vehicles<sup>8</sup>. In the same framework also the emissions of non-road vehicles are examined. This could indicate that currently the effectiveness of current legislation is under investigation.

Regarding the CO<sub>2</sub> emission, there is in EU already reduction targets set in upcoming years for the LDV's and HDV's [8][9]. For HDV's the CO<sub>2</sub> values are defined with the VECTO<sup>9</sup> simulation system which simulates energy consumption and CO<sub>2</sub> emissions of the vehicles in given driving mission.

The targets are set as follow for the passenger cars:

- EU fleet wide target for 2020-2021: 95 g/km
- EU fleet wide target from 2025 on: 15 % from 2021 target i.e. (81 g/km)
- EU fleet wide target from 2030 on: 37.5 % from 2021 target i.e. (59 g/km)

For the heavy-duty vehicles the targets expressed as a percentage reduction of emissions compared to EU average in the reference period (1 July 2019 –30 June 2020) as follow:

1. from 2025 onwards: 15% reduction
2. from 2030 onwards: 30% reduction

In the first phase, 2025 onwards, the targets encompasses only selected sub categories of 4x2 and 6x2 rigid lorries and tractors which maximum laden mass exceed over 16 tons. In 2022, the Commission will assess the extension of the scope to the other vehicles types such as smaller lorries, buses coaches and trailers.

Based on the targets set for the on-road vehicles it is highly anticipated that somewhat similar CO<sub>2</sub> reduction targets could be applied as well for the non-road machinery in later phase. The reduction potentiality in engine level is rather limited and for the evaluation based on the vehicle level simulation, as VECTO for on-road HDV's, there is vast number of different kind of applications and powertrain configurators. Therefore, for the non-road machinery vehicle level

<sup>7</sup> Manufacturers producing only two engine families or less than 250 engines a year are entitled to submit less test results.

<sup>8</sup> [https://ec.europa.eu/growth/content/framework-contract-studies-and-technical-assistance-emissions-field\\_en](https://ec.europa.eu/growth/content/framework-contract-studies-and-technical-assistance-emissions-field_en)

<sup>9</sup> VECTO [https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/vecto\\_en#tab-0-0](https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/vecto_en#tab-0-0)

regulation is even more difficult to establish than for the on-road HDV's. One option could be to establish a similar simulation model as VECTO for the selected number of applications for example the machine types those are most used. Other option could be include chassis dynamometer tests for the type approval process. However, this approach would require high investments in testing facilities capable for such testing.

### 2.2.2 Engine and fuel alternatives

Non-road mobile machinery is a wide segment of different kind of vehicles used for special working purposes like for towing, lifting, digging, or even cutting material, soil or goods in challenging environment. These features set high requirements for the operational functionality and reliability of the vehicle and used energy.

Engine technologies used in non-road mobile machinery follow closely the development in the on-road HD vehicles as described in section 2.2. However, there are two major differences in operational environment and conditions of the on-road and non-road vehicles which have an effect on the requirements on the engine. Firstly, due to the harsh operational environment and conditions including dust, water and even sand or snow non-road engines are built more robust than their on-road sisters. Secondly, non-road vehicles are typically moving rather slowly or even are working almost stationary providing power for working machines and applications meaning air drag does not have major effect but at the same time there is no natural air flow i.e. road draught for cooling the engine. Due to these differences some technologies developed for on-road HD engine purposes are not necessarily that well suitable or do not provide similar benefit as in the on-road sector.

### 2.2.3 Engine efficiency

Non-road mobile machinery engines have traditionally been mostly diesel engines due to their high efficiency and high torque output. Typically robustness and reliability are the most appreciated features and low fuel consumption especially in larger non-road machines as big tractors or loaders. In this section mostly the technology trends in HD on-road engines are presented as it is anticipated that the same technologies are available in later phase also for non-road machinery applications. The focus is in internal engine technology and the electrification and hybrid solutions are not covered in detail. Nevertheless, it is well known that hybrid technology is already used in NRMM as for excavators.

In general, there is not seen silver bullet which would enable development leap. Instead it is anticipated that the development in engine efficiency is a sum of development steps in various elements. For example, in US Government funded SuperTruck II program Cummins, Daimler, PACCAR and Volvo have identified following elements for the diesel engines [10][11][12][13]:

- Combustion
  - Increased compression ratio, piston bowl shape, swirl level, high flow injection, coated pistons and liner for reduced thermal losses
- Air path and handling
  - Improved turbocharger(s) efficiency, valve timing (Miller), optimized manifolds, ports geometry, exhaust gas recirculation (EGR) pumps and split cooling
- Friction and parasitic losses
  - Bearings material, variable oil pump, plasma sprayed liners and coated rings and pins, adjustable piston cooling oil jets
- Other topics
  - Waste heat recovery (eTurbo, turbocompound or devices based on Organic Rankine Cycle (ORC)), 48V hybrid systems (E-machine, electrified auxiliaries i.e. electric coolant pumps, radiator fan, EGR pump)

With these above mentioned development elements HD engine manufacturers have demonstrated above 50 % brake thermal efficiency (BTE) with demonstrator engines on engine dyno [11]. Figure 7 shows the development path for 55 % BTE for diesel engine by the Daimler.

Technologies for waste heat recovery are not covered in this work in detail. Currently there are already on the market for HD vehicles basically two kind of solutions for waste heat recovery:

- Technologies which translate exhaust gases enthalpy into electric energy, such as eTurbos<sup>10</sup> and devices based on ORC<sup>11</sup>
- Technologies which translates exhaust gases enthalpy into mechanical energy as Turbocompound<sup>12</sup>

Above mentioned development elements are mainly intended for diesel engines. However, some of them can be utilized also with other type of engines working also with compression ignition principle but with different fuels as ED95 or HPDI LNG or with spark-ignited engines.

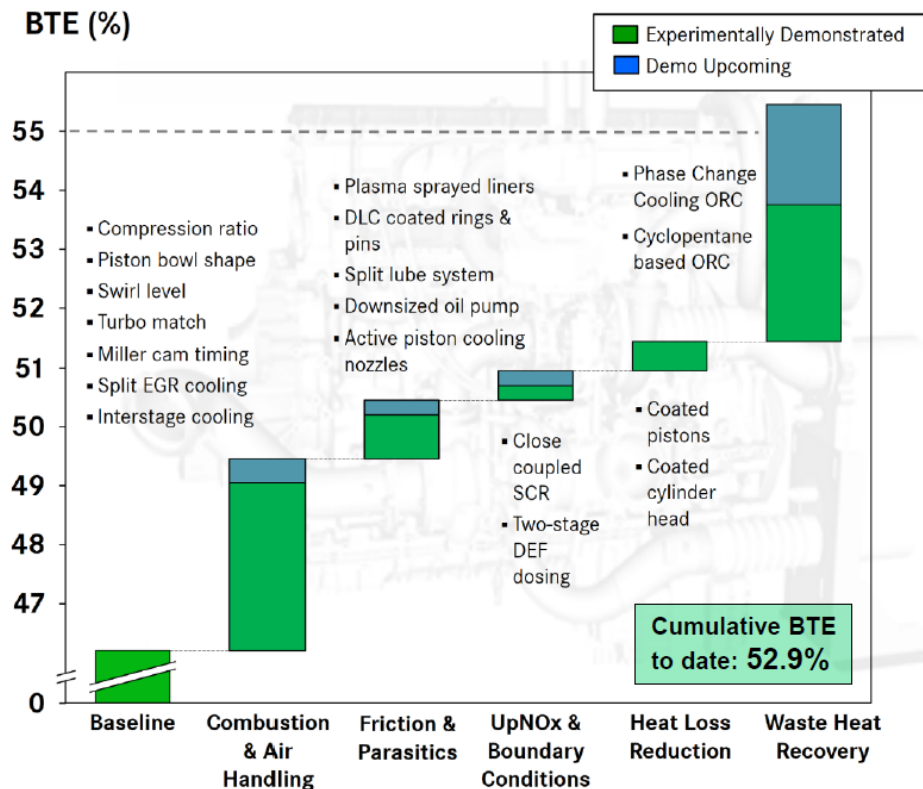


Figure 7: Elements for improving the efficiency of HD diesel engine highlighted by Daimler [10].

In case of spark-ignited (SI) engines due to the unfavourable gas exchange process and lower compression ratio the achievable engine efficiency is lower with traditional fuels as methane or ethanol. In EU Horizon 2020 project called LONGRUN<sup>13</sup> around 45 % BTE is pursued for SI

<sup>10</sup> [BorgWarner eTurbo](#) and [Garrett eTurbo](#)

<sup>11</sup> [Cummins ORC](#)

<sup>12</sup> [Voith turbocompound](#) and [Volvo D13TC](#)

<sup>13</sup> <https://h2020-longrun.eu/>

engine utilizing methane. Starting from the current BTE of 39 % the main elements for higher efficiency are improved combustion (3 %) and air handling (3.5 %), see Figure 8.

Combustion methods based on so-called low-temperature combustion like Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI), Partially Premixed Compression Ignition (PCCI) or Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) have been investigated heavily during the recent years [14][15][16][17]. The motivation for investigating these new combustion methods is lower engine out emission level (mainly NO<sub>x</sub> and PM) due to low combustion temperature and fully or partly pre-mixed charge. In addition, due to partly or fully premixed charge combustion process is faster which enables higher thermal efficiency. In the study by Monsalve-Serrano et al. in 2017, they combined engine tests for combined RCCI and dual-fuel combustion with vehicle simulations on World Harmonized Vehicle Cycle (WHVC) [18]. Their results showed up to 7 % lower fuel consumption compared to conventional diesel and engine out NO<sub>x</sub> emissions meeting the current Euro VI legislation without the need of exhaust aftertreatment. However also in their study the CO and HC emissions were much higher than with conventional diesel engine. Currently there are not yet commercialized engines on the market working by the low temperature combustion methods.

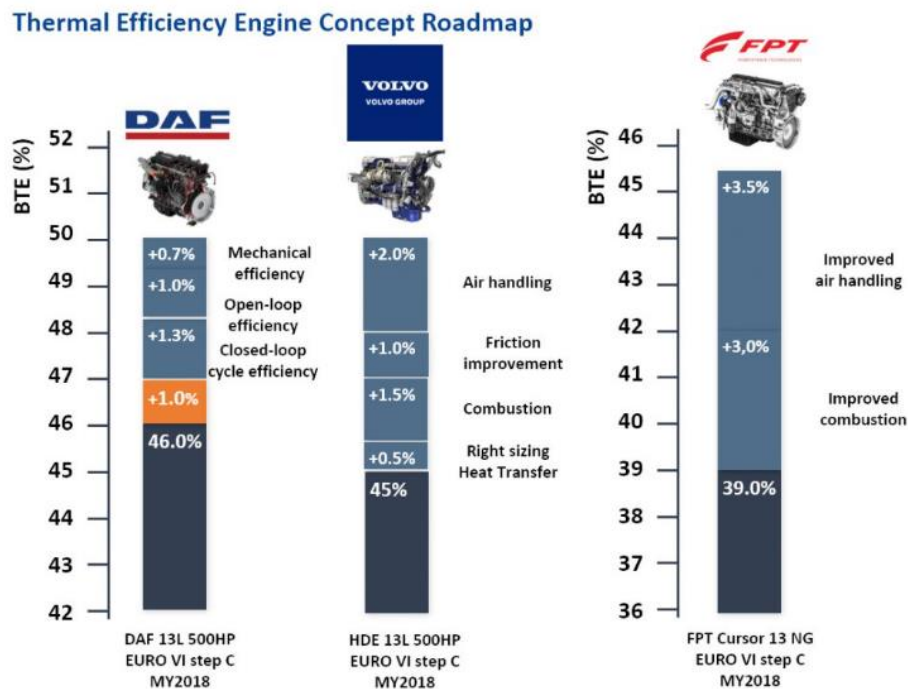


Figure 8: Technology development towards higher efficiency in diesel and SI-engines [19].

#### 2.2.4 Exhaust aftertreatment technology

To fulfil the requirements of current Stage V legislation engine manufacturers need in practice equip diesel engines with diesel oxidation catalyst (DOC), selected catalyst reduction (SCR) and diesel particulate filter (DPF). Same exhaust aftertreatment (EAT) system combination is used also in on-road Euro VI and US2010 HDV diesel engines. Current HD Euro VI SI-engines are using three-way catalyst (TWC) for gaseous pollutants (NO<sub>x</sub>, CO and HC) reduction and thus operating with stoichiometric air-fuel mixture. Figure 9 shows an example of EAT systems for diesel and SI-engines used for HD Euro VI/US2010 on-road engines. Similar systems are used also for non-road engines certified according to Stage V regulations.

### IVECO Stralis Natural Power

Environmental benefits – Simple EATS

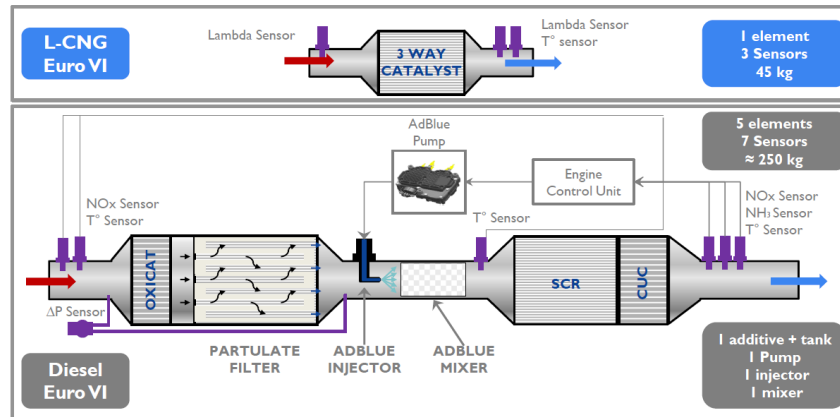


Figure 9: Typical diesel and spark-ignited CNG engine EAT system [20].

Euro VI HD on-road diesel EAT systems are able to reduce regulated emission on a low level. For example in case of NO<sub>x</sub> emissions which have shown the most interest in public discussions are even below 50 mg/kWh when EAT is operating in favourable conditions as high engine loading. In cold EAT system conditions especially NO<sub>x</sub> emissions can be even well above 1000 mg/kWh [21], [22].

Also SI-engines operating with methane are capable for low NO<sub>x</sub> emissions, even below 100 mg/kWh and close to 100 mg/kWh in cold start conditions. Reason for rather good result in cold start conditions is that the SI-engines using TWC are operating with stoichiometric air-fuel mixture and thus exhaust gas temperature is not changing that much depending on the engine loading and typically TWC can be positioned closer to the engine than SCR in case of diesels [22].

In case of other regulated emissions (CO, HC, PM and PN) diesel Euro VI EAT technology has shown to perform very well and providing emissions below the limit values [21]. Generally also Euro VI/US2010 SI-engine EAT technology has shown good emissions reduction performance in case of CO, CH<sub>4</sub>, NO<sub>x</sub> emissions [23]. However, it may be that in some conditions PN emissions can be well above the emission limit value [22].

The current performance of HD Euro VI engines EAT systems could indicate that the EAT systems for diesels and SI-engines are working rather well when the system reaches the desired operating temperature.

In future it is anticipated that even stringent emission regulations are set. However as described above, the current EAT systems are capable for low emissions when reached the desired operating temperature. Thus in future the emphasis could be in technologies which enables reaching the desired EAT operating temperature quickly and also enables maintaining the temperature during low engine loading conditions. This applies especially for the engines utilizing diesel combustion principle and thus EAT technology.

For example following technologies could be such:

- External heaters i.e. burners positioned before DOC
- Close coupled DOC & SCR in addition to current Euro VI/Stage V system
- Turbocharger by-pass
- Advanced engine methods for enabling high exhaust gas temperature
  - Cylinder deactivation
  - By-pass of EGR cooler
  - Early exhaust valve opening

The required improvements in maintaining the EAT operating temperature challenge greatly the targeted efficiency improvements shown in Figure 3 and Figure 4.

SI-engines equipped with TWC will benefit compared to engines utilizing typical diesel EAT systems as the emission regulation gets more stringent. In those engines, exhaust gas temperature level is naturally high and is within the operating window of TWC mostly throughout the engine loading map.

### 2.2.5 Alternative fuel options

As mentioned in the previous sections diesel engines have been the main power source used in non-road machines for decades. As liquid, high energy content (volumetric) and equipped with good storage characteristics diesel suits extremely well on the vehicles which are used in challenging environment and mostly used in places where no built infrastructure are available.

Currently European Stage V legislation allows for type-approval for gaseous and other liquid fuels as ethanol. Similarly as the engine technologies used in on-road HDV's the powertrains using alternative fuels could potentially be further developed also for non-road HD applications.

#### Gas engines

Currently there is available two types of engines using gas, in practice methane, for the HD on-road vehicles. One is traditional SI-engine using methane either as compressed (CNG) or liquefied (LNG). In Figure 8, the current and the near future targeted efficiency of (Fiat Powertrain Technologies) FPT Cursor 13L methane engine is shown. FPT has also 5.9L, 7.8L and 8.7L SI methane engine variants available for on-road HDV applications. Other option is high pressure direct injected (HPDI) dual-fuel LNG engine which utilizes a small diesel pilot injection that ignites the LNG used as main injection. Volvo<sup>14</sup> is currently the only OEM in HDV sector to provide this engine type for the customers.

SI methane engines are utilizing stoichiometric combustion and TWC for emissions reduction. HPDI LNG engines are utilizing lean diffusion combustion and diesel like EAT systems. Current Euro VI HDV's equipped with SI methane engines have 20 to 35 % higher energy consumption compared to diesels depending on loading. HPDI LNG technology provides energy consumption close to diesel and diesel-like regulated emissions [24], [22].

Methane has high auto-ignition temperature which allows higher compression ratios to be used compared to gasoline engines. It also has high hydrogen to carbon ratio and no carbon to carbon bonds which are beneficial for clean combustion. Hence, methane produces lower soot emission compared to traditional fuels i.e. gasoline in SI engines and diesel in CI engines.

Methane also has favorable CO<sub>2</sub> intensity in gCO<sub>2</sub>/MJ<sub>fuel</sub> due to its high hydrogen content, around 25 % lower compared to diesel and gasoline (see Appendix B).

#### Alcohol engines

##### Ethanol

Ethanol is currently used in SI-engines as E100 (Brazil) or as E85 (Europe, Brazil, USA). Also lower blend variations i.e. E15 to E20 etc. are currently used around the world. Ethanol has higher heat of vaporization compared to gasoline and also higher knocking resistance due to high auto-ignition temperature which allows higher compression ratio to be used. Ethanol also has higher laminar flame speed. These chemical and physical properties are advantageous

<sup>14</sup> <https://www.volvotrucks.com/en-ir/trucks/volvo-fh/volvo-fh-lng.html>



for engine efficiency. Ethanol molecule also includes oxygen atom which reduces soot formation. Ethanol is most widely produced biofuel as described in the section 2.1.

### ED95

Currently Scania is the only HD engine manufacturer providing engines using ED95<sup>15</sup> ethanol for trucks<sup>16</sup>. ED95 engine is based on diesel combustion technology and uses also diesel-like EAT system. In energy consumption ED95 provides diesel-like or even better performance depending on engine loading. Similarly regulated emissions performance is close to diesels [22]. High efficiency can be reasoned by the high compression ratio and diesel like combustion. Also the diesel-like EAT system enables low regulated emissions.

Main drawbacks of ethanol are related to low volumetric energy content, high heat of vaporization and poor lubrication.

### Methanol

Due to methanol high auto-ignition temperature and low cetane number methanol needs additional measures for the ignition similarly as ethanol. These measures can be external spark as in SI engines. In CI engines either ignition improver, glow plug or pilot injection of high reactivity fuel (i.e. diesel or similar) is required. Methanol has also high heat of evaporation and octane number which mean that higher compression ratio compared to gasoline can be used for SI engines allowing high efficiency. This advantage can be used also for CI engines. Methanol molecule also has high hydrogen to carbon ratio and oxygen included which improves the NO<sub>x</sub>-soot trade-off. The main drawbacks of methanol are related to poor lubrication, low cetane number (in case of CI engines), low vapor pressure and low cold starting performance and corrosive tendency [25][26].

### Other fuels

DME (dimethyl ether) has been widely studied during the last 20 years but it has not yet found its way to production engines. DME is well suited for diesel type CI combustion. It has high hydrogen to carbon ration and oxygen included in the molecule. It has also good vaporization qualities and low auto-ignition temperature. These chemical and physical properties allows good ignition characteristic and low soot combustion. Main drawbacks of the DME are low volumetric energy content, lower viscosity and modulus of elasticity compared to diesel [27], [26].

Interest towards hydrogen has increased significantly also as motor fuel during the recent years. During the year 2000 BMW had in production naturally aspirated spark-ignition V12 engine fuelled with hydrogen. Hydrogen has good chemical and physical characteristics such as high flame speed, high auto-ignition temperature, wide flammability window and soot free combustion. The main drawbacks are low volumetric energy content and thus difficult storage, small molecule size and wide flammability which sets also high requirements for safety issues.

---

<sup>15</sup> ED95 is ethanol based fuel containing around 95 %-vol ethanol and 5 %-vol ignition improver and other additives

<sup>16</sup> <https://www.scania.com/group/en/home/newsroom/news/2018/first-scania-bioethanol-truck-hits-the-road.html>

### 3. Objective

---

The main objective of this work was to bulldoze challenges and barriers for deploying the biomethane as a fuel in vehicular use by performing research and investigations in three different fields:

- Research and develop further a novel biogas upgrading concept developed at VTT
- Research the performance and potentiality of bi-fuel ethanol-methane spark-ignition (SI) heavy-duty engine for NRMM purposes
- Perform a literature review of different storage methods for methane in intermediate and vehicular storage

With these three focus areas, the target is to provide new information and advance the technology for biomethane use by performing simultaneously actions on both biomethane production and usage.

## 4. Structure of the project

---

BioMet2020 project contained three work packages:

- WP 1: Research of the novel biogas purification concept
- WP 2: Literature review of technologies for biomethane intermediate storage and storage in vehicles
- WP 3: Research of performance and potentiality of bi-fuel ethanol-methane spark-ignited engine for non-road mobile machinery

In the original plan, the potentiality of dual-fuel methane-diesel engine for non-road mobile machinery applications with title “Research of premixed dual-fuel methane-diesel engine potentiality for non-road mobile machinery” was planned to investigate in WP 3. However, during the project steering group received new information concerning the future fuel injection components and engine control software development required for the dual-fuel engines. Information received placed a big question mark over the availability of premixed dual-fuel diesel-methane engines in non-road applications in future.

Based on the new information received steering group decided to amend research focus. Bi-fuel ethanol-methane SI-engine research was selected as a new research topic. Justification for the selection was following. Ethanol is worldwide the most produced biofuel and it is widely used in passenger cars in many continent as North- and South-America and Asia. The distribution channels exist for example for E100 and E85 fuels. In addition, the same SI-engines designed for methane could potentially be operated with minor modifications also with ethanol.

Despite the focus of WP 3 was changed, the project steering group decided that a brief review covering the future of premixed dual-fuel engines in non-road applications would be useful information for the industry. The main findings of the brief review is discussed in section 6.4.

## 5. Experimental work

---

Project used versatile methods for research actions by combining literature reviews, simulations and experimental research. Research work was carried out at the VTT facilities in Otaniemi, Espoo.

### 5.1 Research of the novel biogas purification concept

In this work package we continued the development of the novel gas purification methods which was developed at VTT. Both laboratory tests and pilot scale test were made.

With the method biogas can be purified so that carbon dioxide and hydrogen sulphide and separated from the biogas and upgraded biomethane is produced. Biomethane can be utilized in gas cars and off-road vehicles.

The work package consisted of the following tasks:

5. Purchase of needed equipment
6. Laboratory scale demonstration
7. Pilot-scale demonstration
8. Techno-economic analysis of the concept

The principle of the method is to absorb CO<sub>2</sub> into an aqueous soda solution. The advantage of soda solution is that it can absorb more than twenty times more CO<sub>2</sub> than water. In this research project sodium-based soda solution consisting of sodium carbonate and sodium bicarbonate was used. Traditionally the disadvantage of CO<sub>2</sub> capture processes employing soda has been the slow speed of absorption of CO<sub>2</sub>. Therefore, large absorption columns would be needed. To enhance the absorption speed and reduced corrosion different additives have been used such as vanadium for example in UOP Benfield<sup>TM</sup> potassium carbonate process. These additives are however toxic. In the method developed by VTT the absorption speed has been enhanced by using an ejector. Due to the small size of formed bubbles the dissolution of gas is an order of magnitude faster than in a traditional column. In this intensified process a bigger and more expensive column has been replaced with a smaller ejector

In small scale (< 30 NM<sub>3</sub>/h raw biogas feed) economically feasible biogas upgrading is challenging using commercial upgrading processes such as water scrubbing, membrane purification etc. The preliminary calculation done in earlier projects which are based only on simulations showed that biogas upgrading using the novel method could have lower operating and capital cost compared to existing commercial methods. The aim of the project was to demonstrate the technical feasibility of method in laboratory and pilot scale. In addition, more rigorous techno-economic calculation based on experimental data were made. In Figure 10 the principle of the method is illustrated.

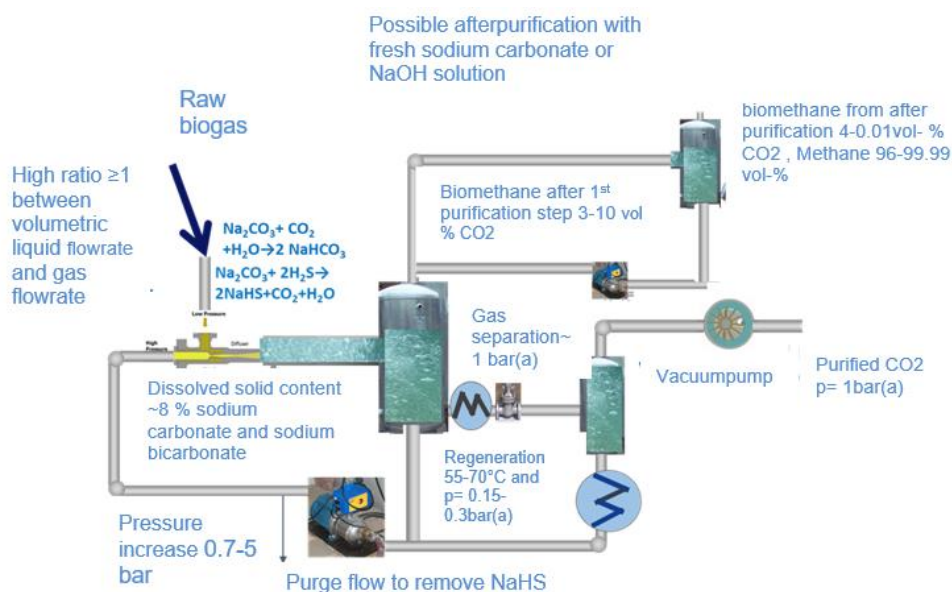


Figure 10: Illustration of the novel biogas purification method.

Biogas is sucked into the ejector through the suction nozzle and soda solution is fed at elevated pressure through the other nozzle at elevated pressure. The discharge from the ejector is a mixture of small gas bubbles dispersed in liquid. In the pipe after the ejector and the delay tank CO<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>S are dissolved in the soda solution according to the reactions shown in Figure 10. Furthermore, the inert gases methane and nitrogen do not dissolve in the liquid to a significant extent and they are separated from the soda solution in the vapour-liquid separation tank.

If higher biomethane purity is needed, the biomethane from 1<sup>st</sup> purification step can additionally be purified in a 2<sup>nd</sup> purification step called after purification. In the after purification step a more effective CO<sub>2</sub> absorption medium can be used such as fresh sodium carbonate solution or sodium hydroxide solution. Using after purification low CO<sub>2</sub> content of biomethane even suitable for liquefaction can be obtained.

In order to retain the CO<sub>2</sub> absorption capability of the soda solution the soda solution must be regenerated. Therefore, a part of the circulated soda solution is heated and fed to regeneration which is performed at low pressure typically approximately 0.2 bar (abs) and 60 °C. In the regeneration step part of the sodium bicarbonate decomposed into sodium carbonate and gaseous CO<sub>2</sub>. Not only CO<sub>2</sub> is liberated but also a significant amount of water is evaporated which requires heat. The gaseous CO<sub>2</sub> stream is cooled in order to condense as much water as possible and the pressure of the remaining stream is raised with a vacuum pump to atmospheric pressure.

The reaction with H<sub>2</sub>S consumes soda in the process forming sodium sulphide salt which cannot be regenerated in the low-pressure regeneration step. In order to avoid accumulation of these salts a small purge stream is necessary. The most soda with the purge stream must be replaced for example with make-up sodium carbonate.

#### 5.1.1 Process development steps

In the first step necessary equipment and chemicals were purchased in order to perform laboratory scale tests. The aim with multistep testing was to utilize knowledge from simpler batch test in design of a reliable pilot unit with high performance.

#### 5.1.2 Laboratory scale tests

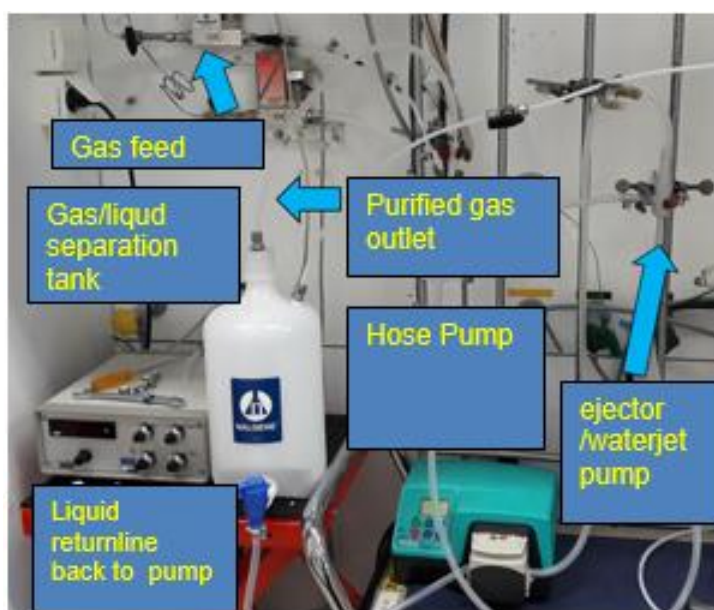
In the laboratory scale we studied both absorption of CO<sub>2</sub> into the solution and regeneration of the solution. In the absorption tests we with different soda solution absorption of CO<sub>2</sub> under different conditions and temperatures (Figure 11). In addition, we did some experiments with sodium hydroxide solutions. In the tests the solution was circulated through the ejectors with a tube pump to the gas-liquid separation tank

In the regeneration tests we investigated regeneration of soda solution with batch wise regeneration equipment (Figure 12). In the experiments we reduced the pressure in the bottle containing sodium bicarbonate by an ejector. The bottle was heated to desired temperature and mixed with a magnetic stirrer. The ejector used pressurized air and nitrogen as motive medium and the suction port of the ejector was connected to the bottle. The amount and composition of the gas exiting the ejector was measured online. Because the amount of air and nitrogen feed to the system were known the composition of the gas exiting the bottle could be calculated.

We studied absorption batch wise with the parameters shown in Table 4 feeding 0,5 liters/min Carbon dioxide (40 vol-%) and methane (60 vol-%) so that the gas liquid separation tank was kept at atmospheric pressure. The soda solution was circulated 1 liters/min through the ejector. The major part of CO<sub>2</sub> was remained in the solution and a gas with high share of methane was separated in the gas separation tank. Due to the small scale we used a laboratory water jet pump as ejector. From the outlet gas we measured CO<sub>2</sub> concentration, temperature and gas flow rate online. Based on the outlet and amount we could calculate the composition of the liquid during the experiment and after the experiment we took a liquid sample and analyzed pH of the sample.

*Table 4: Examined parameters in the laboratory scale tests.*

Experimental variables	Range of parameters studied
Composition of soda solution	12 wt.-% sodium carbonate solution and soda solution from regeneration with varying sodium carbonate/sodium bicarbonate ratio depending on the conditions of regeneration
Temperatures	25, 32, 38, 40 °C
Residence time of the mixture after ejector	0,7s, 10 s, 20 s and 30 s
Ratio of liquid/gas volumetric flowrate ratio	2:1, 1:1
Outer diameter of pipe after ejector	7 mm, 14 mm

*Figure 11: Experimental setup in absorption laboratory scale tests.*

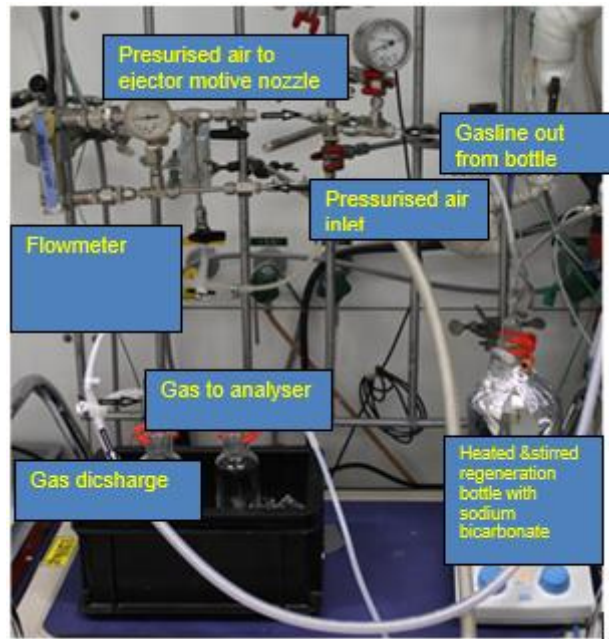


Figure 12: Experimental setup in laboratory scale regeneration tests.

We studied regeneration with batch wise tests and with a residence time of roughly 20 minutes for 12 wt.-% sodium bicarbonate solution in the following temperatures: 32 °C, 40 °C, 48 °C, 52 °C, 54 °C, 60 °C and 80 °C. The pressure varied depending on the vapour pressure of the soda solution which depends on its temperature. At 40 °C the pressure was approximately 10-12 kPa (abs). In addition, we performed a few tests with a two-stage ejector at lower pressure, approximately 9 kPa. In the regeneration tests we measured and calculated the following variables: CO<sub>2</sub>-formation as function of time, composition of the solution pH (after and before the experiment) and the pressure in the bottle.

### 5.1.3 Pilot-scale test

The pilot scale test was done with the pilot equipment placed inside the ship container (Figure 13), then was modified to be used for this project. The pilot equipment is a continuous system that contains both the absorption section, regeneration section as well as after purification.



Figure 13: Inside the container Figure 9a) on the left and outside on the right Figure 9b.

Gas with desired composition and amount was fed to the pilot equipment with mass flow controllers from the gas bottles placed outside the container. In the experiments first a mixture



of nitrogen and CO<sub>2</sub> was fed that contained a similar amount of CO<sub>2</sub> than raw biogas. Flammable methane and CO<sub>2</sub> mixture was fed to the system in the later phase in the project due to safety reasons when the equipment was confirmed to function well. We used natural with high methane content instead of pure methane gas. In the last test a mixture of hydrogen sulphide, carbon dioxide and methane were fed to the system

In this project we were not able to test use of raw biogas in our system due to difficulties in transport of raw biogas. However, test with raw biogas were made in the BECCU project funded by Business Finland in September. In the experiment raw biogas was injected to the container pilot from a big gas bag placed in a trailer.

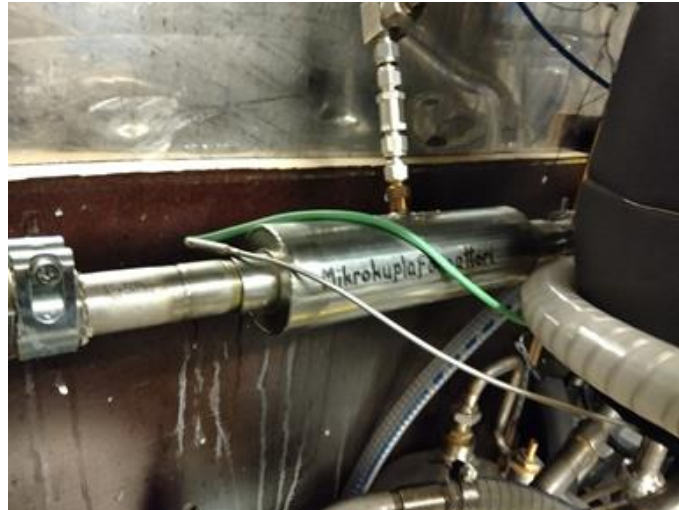
In the pilot gas purification equipment, the following parameters could be controlled:

- The amount and composition of injected gas
- The circulation rate of liquid to the ejector in 1<sup>st</sup> purification step
- The flowrate of the feed to regeneration
- The temperature of the liquid fed to regeneration
- The temperature of stream returning from regeneration back to the vapour separator
- In soda circulation rate in the after purification system

In the initial experiments we used a purchases ejector from GEA with a gas suction capacity of 10 litres/minute. The recovery rate of carbon dioxide was low in the experiments mainly because the ejector was designed to increase the pressure of the gas and not to produce a flow with small gas bubbles in the liquid. Therefore, an in-house ejector was designed by VTT, which was able to produce small microbubbles. With the in-house ejector very good CO<sub>2</sub> removal performance was obtained. However, with the new system the gas had to be operated at elevated pressure at maximum 2 bar(g). The vapour/liquid separator was operated at atmospheric pressure during the tests.

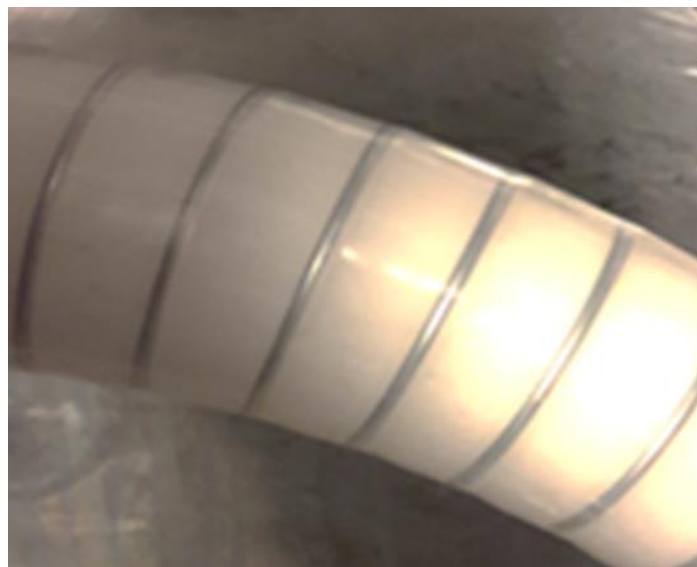
#### 5.1.4 Test set-up for the container pilot

The container pilot was setup in the following way: The injected gas mixture (a mixture of methane, nitrogen, Carbon dioxide, Hydrogen sulphide) in injected to the in-house ejector (See Figure 14).



*Figure 14: Ejector invented at VTT.*

After the ejector the two-phase flows through a pipe with a transparent section through the delay tank to the gas/liquid separation tank. The in-house ejector produces very fine bubbles and the flow has a milky appearance (Figure 15). All together the residence time calculated both for the gas and liquid is approximately 30 s when the gas flow rate is 10 litres/minute. After the delay tank (Figure 16a) the two-phase mixture flows to another tank below the liquid surface (Figure 16b). The undissolved gas rises in the gas/liquid separation tank to the liquid surface and escapes to the gas line from the top of the tank.



*Figure 15: Two phase flow after the ejector.*



*Figure 16: Left Figure 12a: Delay tank in the back a) Right Figure 12b) gas liquid separation tank.*

After the gas liquid separation tank, the soda solution is circulated back with the absorption pump back to the ejector. The circulation rate of the soda solution is typically approximately 15 litres/minute and the gas flowrate are approximately 6 l/min. The purified biomethane is injected to after purification after main purification in order to produce higher biomethane content. A part of the soda mixture approximately 2.5 litres per minute is fed to regeneration.

The feed to regeneration is heated to approximately 60-70 °C in a plate heat-exchanger. The liquid is fed below the surface in the regeneration tank and the residence time of the liquid in the regeneration tank is approximately 15 minutes (Figure 17a). Reduced pressure is applied to the regeneration tank using a vacuum pump (typically approximately 20 kPa). The regenerated soda solution is first discharged to another tank (Figure 17b). This arrangement was made because the hose pump could not pump enough liquid from the regeneration tank with boiling liquid under reduced pressure. The tank is periodically pressurised with nitrogen and from the discharge tank the hose pump pumps the liquid back to the vapour-liquid separator.



*Figure 17: Figure 13a regeneration tank on the left and discharge tank on the right Figure 13b.*

The set-up of the after-purification stage (Figure 18) is the following: In the after-purification step there is a separate circulation pump, separate ejector and a separate gas vapour-liquid separation tank. In the after-purification stage fresh sodium carbonate is used as absorption

medium of CO<sub>2</sub> which is not regenerated during the run. In addition, sodium hydroxide can be used in order to get biomethane with high purity suitable for liquefaction. The gas is sucked to the ejector from the vapour-liquid separation tank from the 1st separation stage. The outlet mixture from the ejector is directed to the gas liquid separation tank. The biomethane with final purity is separated from the liquid in the gas-liquid separation tank. From the tank the liquid is circulated back to the ejector with the pump. The ejector in the after purification stage is a multichannel ejector supplied by the Sednove (Akvasolina) company.



Figure 18: After purification stage.

#### 5.1.5 Techno-economic evaluation of the novel gas purification concept

Based on the experimental results a process concept suitable for a small biogas plant with a capacity of approximately 30 Nm<sup>3</sup>/h raw biogas feed was developed. For a biogas upgrading based on this process concept both operating, and investment costs were estimated. Annual payback of the investment was calculated using an annuity factor. The purchase cost of main equipment was based on vendor quotations. In addition to the cost estimate, the performance of the method was compared to other methods.

In the techno-economic calculations following parameters were used:

- Capacity of the process 30 Nm<sup>3</sup>/h raw biogas feed (60 % CH<sub>4</sub>, 40 % CO<sub>2</sub> and energy flow 180 kW,
- operation hours annually 8000 h/a
- Investment cost for biogas upgrading with water scrubbing 200 keur, 100 keur for the novel process
- The annuity factor of investment 0,117, which equals 20 years economic lifetime of investment and 10 % rate for the capital

- The water scrubbing process consumes electricity 0.25 kWh/m<sup>3</sup> raw biogas and the soda ejector process consumes approximately electricity 0.17 kWh/m<sup>3</sup>. The heat needed for the soda process is assumed to be free of cost because we assumed that waste heat from a farm can be utilised.
- The cost of electricity is assumed to be 100 eur /MWh
- The cost of make-up chemicals is estimated to be 2 tons/a and the price of make-up soda 200 eur/ton
- The CO<sub>2</sub> from can be utilised and it has a value of 20 eur/ton

The effect of scale of the plant was studied by scaling the investment cost using a cost exponent of 0.6

## 5.2 Bi-fuel ethanol-methane engine research

### 5.2.1 Research scope

The target in this work package was to develop and examine the performance of a spark-ignited heavy-duty engine that can operate in steady state conditions individually with multiple fuels (methane, ethanol, E85<sup>17</sup>) and in dual-fuel mode with methane and pure ethanol. When referred to bi-fuel mode, the engine is capable of operating separately on two different fuels with different combustion characteristics. When referred to dual-fuel mode, the engine is capable of utilizing both fuels simultaneously, so that the beneficial attributes of both fuels could be exploited. The second goal was to demonstrate that such HD engine has potential to fulfil the requirements of EU Stage V emission limits shown in Table 3 and Table 5 according to ISO 8178 type C1<sup>18</sup> test cycle which is later referred as NRSC (Non-Road Steady Cycle). The Table 5 describes the required emission limitations in applications of power range between 56 kW ≤ P < 130 kW [1]. The emission limit of HC for Stage V certificated engines operating with gaseous fuels is defined following: HC (g/kWh) = 0.19 (g/kWh) + (1.5 × A × GER) as described already before. Where GER is gas energy ratio, representing the energy share of gaseous fuel of the total fuel energy.

Table 5: Stage V emission limits for power range 56 kW ≤ P < 130 kW [1].

Engine sub-category	CO	HC	NO <sub>x</sub>	PM	PN	A
	[g/kWh]				[#/kWh]	
NRE-v-5 NRE-c-5	5.00	0.19	0.4	0.015	1 × 10 <sup>12</sup>	1.1

Specifically, the scope for the evaluation may be written:

<sup>17</sup> RE85 is an EN15376 standardized high ethanol in gasoline blend fuel (70 vol-% to 85 vol-% ethanol) and sold widely around the world.

<sup>18</sup> [Non-Road Steady Test](#) described in DieselNet



- Comparing combustion and performance characteristics of NG only, ethanol only, NG + ethanol dual fuel and RE85 combustion in a SI engine
  - Engine performance and efficiency
  - Effect on direct emissions
  - Effect on catalyst efficiency and EAT-control strategy
- Investigation of highest achievable torque with the predefined boundary conditions
- Compare the CO<sub>2</sub> emissions and efficiency against equal diesel counterparts

Stage V transient test cycle NRTC<sup>19</sup> (Non-Road Transient Cycle) was decided not to take in to consideration as the engine control software was not accurate enough for handling transient conditions without significant additional calibration work. However, the used engine control system was chosen for the project as it was affordable and provided the needed functionalities for examine the potentiality of SI bi-fuel engine in steady conditions. It was well understood that the engine control method has in transient conditions a huge effect on performance and emissions especially in case of accurate lambda control. However, it was reasoned that the SI-engine control algorithm is not substantially dependent of the used fuel characteristics and thus can be seen more as a potential future development step.

### 5.2.2 Methodology and test setup

The test engine was based on a four-cylinder compression ignition (CI) diesel engine designed for non-road applications. The key specifications of the engine are described in Table 6. For the experiment, the engine was converted from conventional diesel combustion to operate in SI single port (NG) and multi-port (ethanol, E85) fuel injection (PFI) modes. The conversion included new pistons with a bowl-shaped combustion chamber lowering compression ratio from 16.5:1 to 12.0:1, a turbocharger especially designed for the targeted air mass flow, spark plugs replacing the diesel injectors, a dedicated fuel system for PFI ethanol injection and a single-point gas injection system. The cylinder head had a flat deck, 4-valve construction with two intake ports: a swirl and a tangential port for each cylinder. Apart from replacing the diesel injector with a spark plug, the cylinder head was kept original. To ensure an even distribution of air and fuel to each cylinder, a custom intake manifold equipped with an electronic throttle body was manufactured, see Figure 20. The intake funnel length for both intake ports was chosen so that an equal length could be obtained.

*Table 6: Test engine main characteristics.*

Number of cylinders	4
Displaced volume (cc)	4397
Stroke (mm)	120
Bore (mm)	108
Connecting Rod (mm)	208
Compression ratio	12.0:1
Number of Valves	4
Maximum engine speed (1/s)	2200

Due to their physical attributes and combustion characteristics, stoichiometric natural gas SI engines are known for producing excessive methane slip. Greatest sources for methane slip are typically caused by valve overlap and, flame quenching near cylinder liners and piston ring

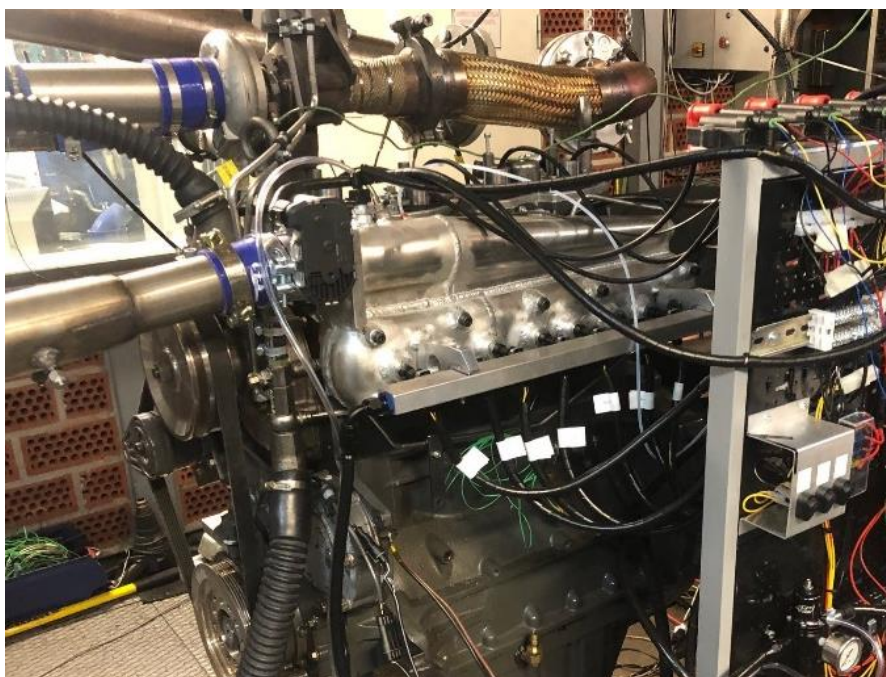
<sup>19</sup> [Non-Road Transient test cycle](#) described in DieselNet

crevices. In order to reach the target of Stage V requirements and to minimize the methane slip of the engine, a ceramic three-way catalyst (TWC), specially designed for methane SI engines, was chosen for the study. The sizing of the TWC was roughly equal to the engine displacement. The catalyst was located as close to the engine as it would be in the vehicle, ca. 100 cm from the turbo charger.

In order to be able of investigate different injection methods, each intake port was equipped with an individual injector. Thus the configuration had two injectors per each cylinder. The injectors were placed in the orifice of each intake port funnel pointing directly in the middle of the port flow area. The injection spray angle was as narrow as possible, ca 20 °. Due to the spray angle, risk for the fuel spray to hit the intake channel surface causing wall wetting was identified. Additionally, a single point gas injection system consisting of four injectors distributing fuel into a single point gas mixer was applied to the engine. To ensure maximum mixing time for gas fuel, the mixer was located directly after the throttle body. Fuel pressure for the ethanol was kept at 3 bar rel. in respect to the intake manifold pressure, whereas gas pressure target was maintained at 7 bar (abs). The engine parameters were controlled using an open map ECU with option for use of several fuels simultaneously and manipulate parameters accordingly, so that following injection methods could be implemented:

- Ethanol PFI, swirl port or tangential port only
- Ethanol injection in both ports simultaneously
- Single point gas injection with a gas mixer
- Dual fuel using both injection strategies simultaneously
- Ethanol/natural gas share 0 - 100 %

The ignition system consisted of an iridium spark plug, spark plug wire and a high output IGBT inductive ignition coil per cylinder. The maximum usable coil energy was 103 mJ. ECU supported usage of closed-loop lambda control with wide and narrow band lambda sensors positioned before and after TWC. However, the ECU did not support for so called lambda swing i.e. changing of mixture between rich and lean. This method helps maintain the correct exhaust gas mixture for catalytic converter so that it maintains the reduction and oxidation reactions on. Lambda swing also helps to keep the TWC in light-off mode in lower exhaust gas temperature levels.



*Figure 19: Picture of test engine and installation in the engine dyno.*



### 5.2.3 Measurement setup

The measurement setup consists of a transient dynamometer, emission measurement system and a general engine data logger shown in Figure 20. Additionally, the ECU was used for monitoring of all engine parameters required for normal engine operation, including ignition angle, wastegate position, injector duty cycle and primary (ethanol) and secondary (NG) injector duty cycle. The engine brake setup consists of a combination of an eddy current dynamometer and an electric motor with a combined braking power of 400 kW/ 2000 Nm. Emission measurement setup consisted of a full flow CVS dilution tunnel and an AVL i60 emissions measurement setup for gaseous components and an Airmodus CPC PN unit described in Table 7. Engine pre/post exhaust gases were monitored using a Gasmet FTIR. The engine general data was collected with a general laboratory logger, acquiring intake/exhaust pressures, individual cylinder and mutual exhaust gas temperature (EGT) monitoring, engine coolant and oil temperature and ambient conditions (temperature, pressure and humidity). The cylinder pressure was traced from cylinder no. 4 using an AVL cylinder pressure sensor (AVL GU22C), Kistler type 5018 charge amplifier and AVL indimodul/indicom measuring system.

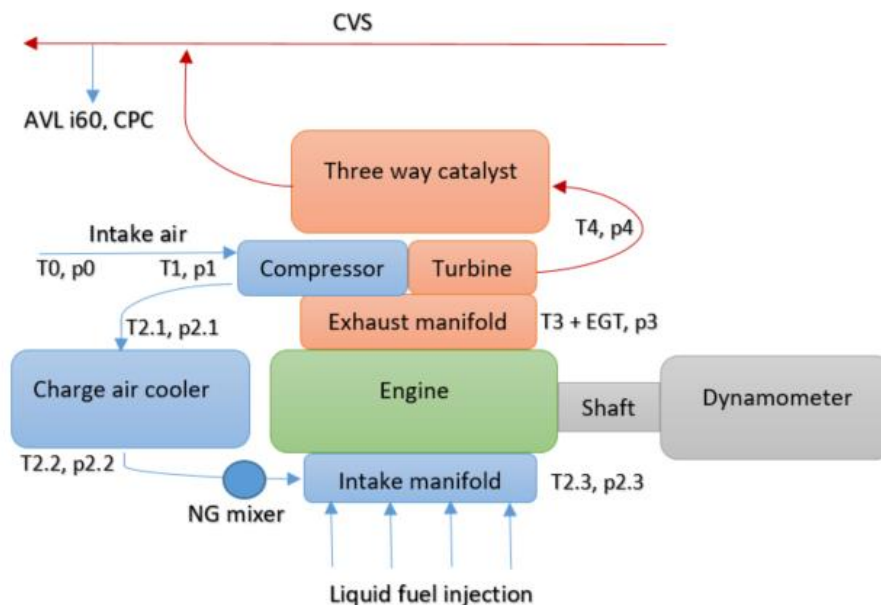


Figure 20: Engine and test setup.

Table 7: Measurement devices used in the engine testing.

Device make, model*	Used for measurement	Principle of operation
AVL CVS i60, CVS 2000	Diluted exh. flow	FullFlow CFV-CVS
AVL i60, IRD	CO and CO <sub>2</sub> concentration	NDIR
AVL i60, HFID	HC concentration	Heated FID
AVL i60, HCLD	NO/NO <sub>x</sub> concentration	Heated CLD
AVL PSS i60	Particulate mass	mass sampler
AVL, FB733S	Fuel consumption	Gravimetric
Airmodus A23/ Dekati DEED-100	Particulate number	CPC+ Diluter
FROUDE CONSINE AC Dynamometer	Torque & engine speed	load cell & inductive counter
Texcel V12+other loggers	Test cell temperatures	K-type thermocouple
GASMET FTIR**	exh gas concentrations	FT-IR

## Test fuels

The experiments included three different fuels: Natural gas, ethanol and E85. The main properties of the fuels are described in Table 8. Values of standard EN590 diesel fuel are also added as a reference. The natural gas was supplied from the local gas network, ethanol was industrial grade dry (< 0.5 %) ethanol and E85 was traffic fuel from commercial available pump station. The NG contained ca. 96.8 mol-% CH<sub>4</sub>, and other compounds C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> (ca. 2 mol-%) and C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (ca. 0.3 mol-%). The ethanol content in E85 was approx. 85.7 vol-%.

In addition to the fuel properties shown in Table 8 also WTT data from the JEC - Joint Research Centre-EUCAR-CONCAWE collaboration on WTW<sup>20</sup> shown in Appendix A was used for comparative fuel and energy consumption determination. Some of the data i.e. g,CO<sub>2</sub>/MJ<sub>fuel</sub> factor was also used for efficiency evaluation of diesel counterparts.

*Table 8: Test fuels and their central attributes used in the study.*

Fuel	LHV	Carbon content	CO <sub>2</sub> emission factor	AFR stoichiometric
	MJ/kg	% m	g CO <sub>2</sub> /kg fuel	
NG	49.1	75.00	2.75	17.0
Ethanol	24.8	52.04	1.91	9.0
RE85	28.8	-	2.08	9.8
Diesel	43.1	86.10	3.16	14.5

### 5.2.4 Evaluation methods

In order to assess the results against Stage V criteria, the engine emission evaluation was concentrated on ISO 8178 NRSC (Type C1) test cycle. Additionally, torque curve and so called Not-to-Exceed (NTE)<sup>21</sup> test points were used to analyse the effect of fuel properties in respect of engine performance and part load conditions. Figure 21 shows the test points used for testing. In this study transient conditions were left out of the scope. However, the results of the steady state tests indicate directional quality of the engine, and expresses initially the minimum achievable emission level. If the engine would be approved for Stage V regulations, transient operations would most likely require substantial effort in engine management unit programming and calibration to fulfil the emission limits. However, in this study the main objective was to only demonstrate the PFI ethanol-methane engine potential through the steady state operation conditions. The NRSC operation points are described in Table 9 and engine power and torque curve are presented in figure 5. The individual modes in C1 represent engine operation in both rated speed and rated torque conditions. In this study, regulated gaseous components were in focus, CO, CO<sub>2</sub>, HC and NO<sub>x</sub>. Engine knocking was followed through inspecting cylinder pressure trace and from direct noise using a headset connected to the cylinder block. Analysis of combustion characteristics was made based on calculated heat release (50 cycle's average) from AI10, AI50 and AI90. Start of combustion was determined as AI10, ignition delay was determined as the time between ignition signal and AI10 and combustion duration defined as time between AI10 and AI90.

Unfortunately, during the engine conversion process, oil leakage in low load conditions was experienced. The oil leakage was found to be caused by the altered pressure conditions over the piston rings in conditions where heavy throttling occurred. This feature was not found in conditions where intake manifold pressure exceeded 500 mbar abs. Because the oil leakage

<sup>20</sup> [JEC Well-to-Tank report 2014](#)

<sup>21</sup> Not-to-Exceed tests points are used for testing the engine compliance with legislation over the wider range of speed and load conditions.

caused abnormal PN in some NRSC modes, particulate analysis was decided to be left out from this study. Nevertheless, oil leakage in low load conditions may cause soot formation over the combustion chamber surfaces and thus cause knocking on high load conditions when the soot may glow or burn unintentionally.

Table 9: ISO 8178 NRSC (Type C1) static test cycle.

Mode number	1	2	3	4	5	6	7	8
Torque*, %	100	75	50	25	100	75	50	0
Torque, Nm	350	262	175	35	448	336	224	10
Power, kW	80.6	60.5	40.3	20.2	65.7	49.3	32.8	-
Speed	Rated speed**				Intermediate speed***			Low idle
Speed, rpm	2200				1400			
Type C1 WF	0.15	0.15	0.15	0.1	0.1	0.1	0.1	0.15
*Torque is expressed in percent of the maximum available torque at a given engine speed								
**Rated speed is the speed at which the manufacturer specifies the rated engine power								
***Intermediate speed is the speed corresponding to the peak engine torque.								

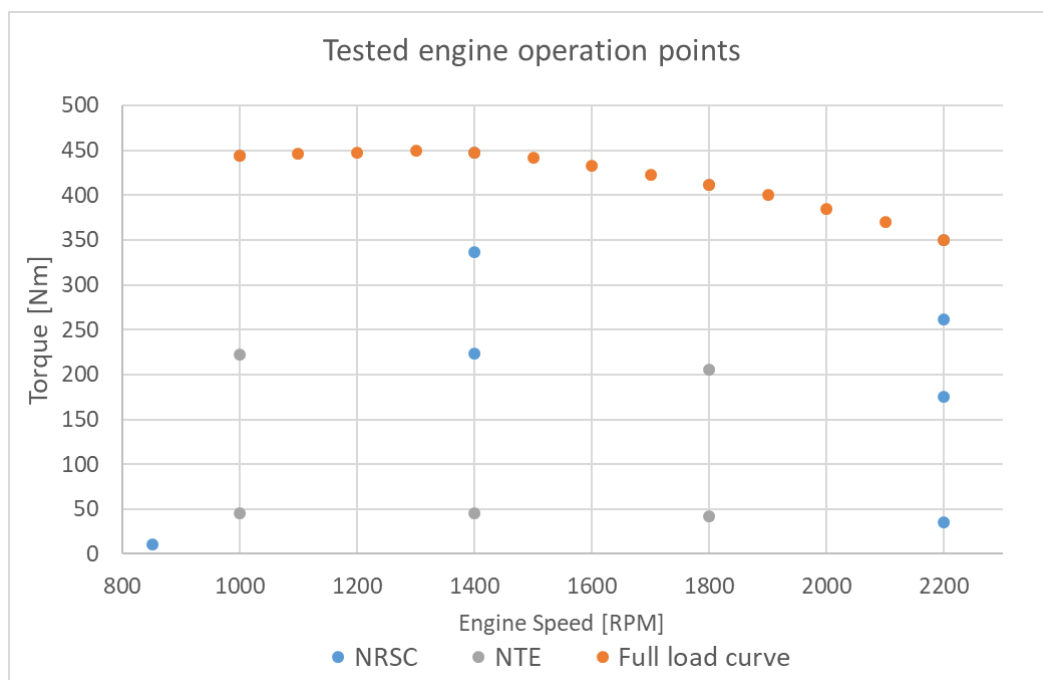


Figure 21: Engine test points covered during the project.

### 5.2.5 Determining fuel consumption

Engine fuel consumption may be defined using various methods, for example through calculations based on known engine variables, such as engine air mass flow and lambda, or by measuring direct fuel flow, or fuel mass change over a period of time. Due to the physical differences of the fuels used in this study (gaseous vs liquid), the method for fuel consumption determination needed to be adapted depending on fuel type. Furthermore, as all fuels that were tested in this study had pre-known chemical characteristics, the fuel mass consumption could also be calculated from measured CVS data by proportioning the sample flow with the

exhaust carbon content ( $\text{CO}_2$ , CO and HC). Depending on fuel, the fuel consumption determination may therefore be described following:

1. Liquid fuel (Ethanol, E85): Fuel scale and CVS calculations
2. Gaseous fuel (NG): Calculation from air mass flow and lambda and CVS calculations
3. Dual-fuel (Ethanol + NG): Ethanol from fuel scale, calculating ethanol  $\text{CO}_2$  based on scale results and subtracting value from total exhaust  $\text{CO}_2$  from CVS for calculating NG  $\text{CO}_2$ , thus NG fuel consumption

During the study, a correlation analysis between the different fuel consumption methods was conducted. For NG, a 2 - 6 % difference in fuel mass flow was acquired between CVS and air mass flow and lambda results, whereas for ethanol, difference between scaled and CVS consumption was - 2 - 0 %. In order to minimize the uncertainties caused by difference in fuel mass determination methodology, all efficiencies compared in this test were calculated based on the results from CVS and  $\text{CO}_2$ .

#### 5.2.6 Test parameters and test path

For evaluation of dual and bi-fuel compatibility, three different fuel modes were optimized: NG only, ethanol only and DF50 (50% ethanol, 50 % NG). The engine parameters were calibrated and defined individually depending on fuel configuration. The spark advance was optimized for the best break thermal efficiency (BTE) unless knock was found. In case if knock was found, the spark advance was reduced to ca. one degree from the knock limit. Thereafter, target lambda was chosen together with TWC according to lowest  $\text{NO}_x$ -value, unless significant drawbacks in CO and HC were experienced. If drawbacks in CO or HC were seen, lambda was chosen, so that all three above mentioned exhaust components were maintained as low as possible. Surprisingly, best  $\text{NO}_x$  outcome was obtained with a lambda target just above 1 for all fuel configurations. This was expected to be caused by the sensor calibration in ECU, but the calibration values could unfortunately not be confirmed through the ECU firmware. As described in section 5.2.2 the ECU did not support for lambda swing. Thus lambda was kept constant in each engine operation mode. The only "hard" boundary condition was exhaust gas temperature before turbine. Calibration was done so that the temperature before turbine was kept below 800 °C.

As the original intake funnel was replaced with a new one with two multipoint fuel injectors per cylinder i.e. one for each intake port, the research was performed in three main phases:

1. Investigation of the best ethanol injection strategy i.e. injection either only to tangential or swirl port or injection to both ports simultaneously
2. Comparison of different fuel options
3. Investigate performance boundaries with natural gas

Investigation for the best ethanol injection strategy was performed both in ethanol only and in DF mode without TWC to find possible differences in different operation modes. Testing was conducted in NRCS and full load engine operation points.

Comparison of different fuel options was performed in NRSC, NTE and full load engine operation points.

In third research step the boundary conditions for performance were investigated. The purpose of this investigation was to examine the potentiality of the engine in respect to torque and power.

## 6. Results and discussions

---

### 6.1 Review of future options for methane storage

Literature review was done in Finnish language and can be found fully in the Appendix B. This is an abbreviation of it, presenting the main findings.

The purpose of the review was to form an up to date information package of legislation covering biogas and biomethane storage and usage in vehicles. Additional target was to introduce new potential technologies for on-board methane storage in vehicle use.

Based on the information found from the literature it seems that there is not seen promising alternative methods for raw biogas storage for the low pressure vessels, tanks and bellows. The reason is that compression of raw biogas is expensive due to the impurities it includes.

Currently there are already on the market storage technologies which enables increase of energy density [MJ/l] by 20 - 25 % in 250 bar pressure compared to traditional cylinder shape vessels. Cost of compressed methane storage is estimated to decrease even up to 30 - 35 % in Europe and North-America in near future. Cost of liquefied methane storage is estimated to decrease as much as 20 - 25 % by 2025 from the level in 2015.

Adsorbed natural gas (ANG) storage technologies have been investigated especially in US within the last 20 years. Currently the best activated carbon (AC) and metal organic frame (MOF) materials achieve in 50 bar (MOF) to 100 bar (AC) the same storage capacity that compressed cylinders have in 250 bar. There are already market solutions available for vehicular use based on activated carbon materials. Currently the MOF materials do not have the maturity needed for sustaining the usage in vehicles. However, MOF materials will provide in future a high potentiality for vehicle use due to their good methane storage and flexible shaping characteristics.

### 6.2 Novel biogas purification concept

In the laboratory scale experiments both absorption and regeneration step were studied separately with batch wise tests. The laboratory scale test was performed with CH<sub>4</sub>/CO<sub>2</sub> mixture close to the composition to biogas. The test with hydrogen sulphide was done in the pilot-scale tests.

#### 6.2.1 Absorption

In absorption experiments we confirmed high CO<sub>2</sub> recovery rate with a reasonable 30 s residence time close to atmospheric pressure. In addition, we got quantitative knowledge of the effects of the different variables on the CO<sub>2</sub> recovery rate such as temperature of the solution, composition of the solution and residence time, which depended on the length and pipe diameter after the ejector.

The best CO<sub>2</sub>-recovery was achieved at 32 °C temperature, 30 s residence time and volumetric flowrate ratio 2:1 between liquid and gas. The measured gas purities were approximately 94 vol-% methane using the regenerated soda solution from regeneration experiments. Using pure sodium carbonate 99 vol-% biomethane content was obtained and for sodium hydroxide the biomethane purity was 99.99 vol-%.

The results from the absorption were fitted to an experimental model in the MODDE program. Using the model, we could also identify the effect of variables on the CO<sub>2</sub> recovery and predict the effect of the main variables (Figure 22).

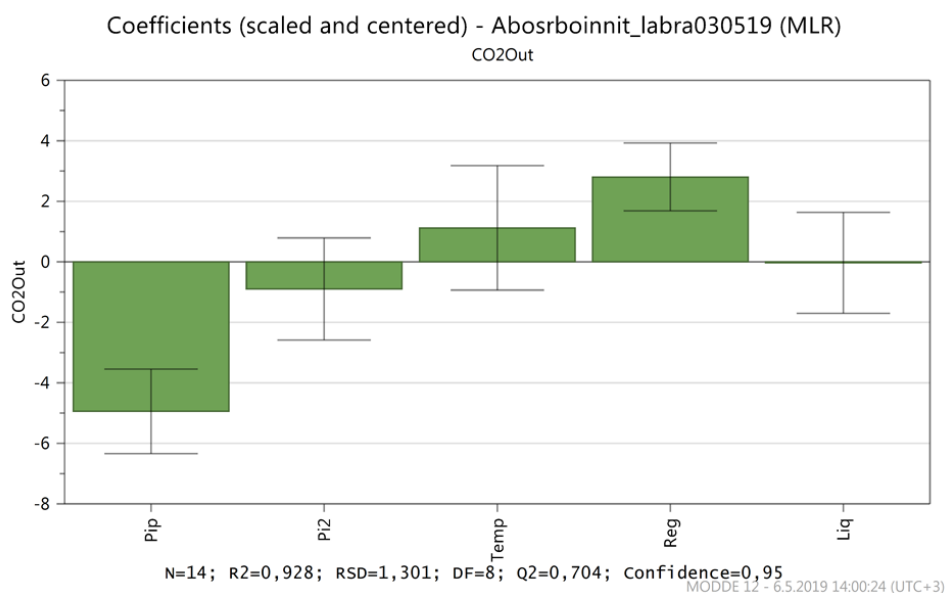


Figure 22: The effect of variables on biomethane CO<sub>2</sub> content predicted by the empirical model.

In the model the model showed that the pipe length after ejector, fraction of bicarbonate in the soda solution affected most on the biomethane purity. Due to small number of experiments the volumetric ratio of liquid /gas, solution temperature and the diameter of the pipe after ejector was not found to be statistically significant.

### 6.2.2 Regeneration

With the data from the experiment it could be determined in which conditions (temperature, pressure and residence time) the regeneration should be operated. In addition, qualitative we got quantitative data about degree of regeneration at different temperatures. The degree of regeneration was mainly affected by operation temperature and operation pressure. However, there was a lot of deviation in the experiments, the presumably caused by on the deviation in the pressure. In the experiments the pressure depended on the amount of gas liberated in the process which effected the operation of the ejector even though the motive flowrate was constant during the experiments. During test following observation were made that also fits the theory described in the literature:

- The closer water boiling points the system is operated the more effective regeneration is
- Close to the water boiling point, more water is evaporated per kg of CO<sub>2</sub>, which results in increased energy consumption of the regeneration
- A small part (roughly 20 % of sodium bicarbonate) could be regenerated into sodium bicarbonate even at a regeneration temperature of 40 °C
- The regeneration worked best between 60-80 °C
- There was significant amount of deviation in the results of regeneration efficiency
- which is probably due to the fact that the ejector performance depends on the amount of gas released from the regeneration
- A general trend was that higher temperature resulted in higher regeneration efficiency according to Figure 23.

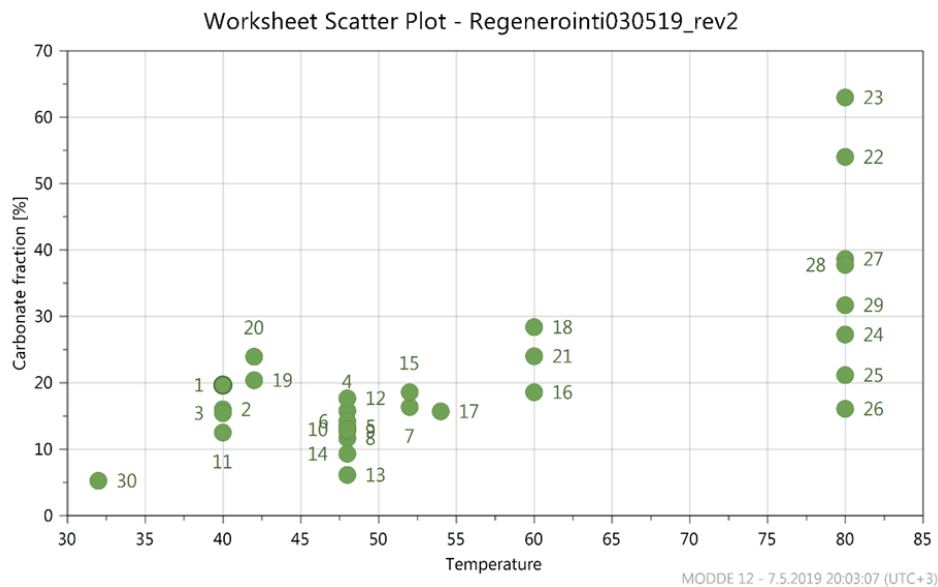


Figure 23: Degree of regeneration vs. temperature in different experiments.

### 6.2.3 Pilot-scale tests

As a summary from pilot scale test it can be concluded that the test set-up was modified several times and finally proof of concept tests of the system at Technology Readiness Level (TRL) level 4 has been done with gas ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{S}$  and methane containing) gas mixtures as a continuous process. Both 1st stage purification, after purification and regeneration was in operation and several test with a duration of one day were performed. A promising  $\text{CO}_2$  recovery ratio was achieved, and the tests results seemed promising

One observation made during the tests made in the BECCU project with raw biogas was that precipitation was formed that plugged the ejector in longer test run. Based on theory the hydrogen sulphide does not form insoluble salts with sodium carbonate. However dissolved iron and other salts copper form insoluble metal sulphide salts that could have precipitated. We could not yet confirm this by analyzing the precipitate. A summary of the results of the pilot test with the final set-up are reported in Table 10.

Table 10: Main findings in pilot tests with the final experimental setup.

		fed gas composition			Product gas after 1st purification stage	Product gas after purification	
	Feed gas flow	$\text{CO}_2$	Nitrogen	methane	$\text{CO}_2$	$\text{CO}_2$	The methane content of the $\text{CO}_2$ stream from regeneration
Date of experiment	l/min	vol - %	vol- %	vol-%	vol- %	vol-%	vol-%
26.2.2020	6	40	60		5-12.5	2-5.5	
27.2.2020	6	40	60		6-8	< 1 - 4	
28.2.2020	6	40	30	30	6-12	< 1 - 4	0.4

In the test more than 96 vol-% biomethane purity was reached using after purification at 1 bar(a). The test results indicate that efficient regeneration of the soda solution was the bottle neck to reach better biomethane purity. More efficient regeneration could be performed with falling film type of regeneration that could speed up the process up to ten times, due to higher contact area between gas and liquid. The results indicate that the methane slip is < 1 %, however more tests should be done to get a more reliable measurement.

#### 6.2.4 Techno-economic analysis of the performance of the concept

According to preliminary calculations done before experimental work in this project indicated that the method would have the potential for lower capital and operation costs. The aim of the project was to verify that the method is technically feasible through lab and pilot scale experiments and to get more exact estimate of the techno-economic feasibility based on experimental data.

The goal of the research was:

- To achieve 10-30 % reduction in the investment cost compared to existing gas biogas upgrading methods

According to the results this could be achieved easily. With the developed process the investment cost could be even more than 50 % lower, however the cost estimate is yet not so accurate at this stage because for example cost of automation where not studied in detail.

- 10-30 % reduction in operating cost

The operating costs reductions depends a lot on different process parameters and to which process the novel system is compared. In most cases to original goals can be achieved.

The power consumption of the method is like exiting methods, but this method can also remove hydrogen sulphide. In addition, removal of CO<sub>2</sub> already at low pressure reduces the power need in compression of biomethane into compressed biogas (CBG). On the contrary to many existing method incomes from recovered CO<sub>2</sub> can be obtained. In addition, the recovery of CO<sub>2</sub> can also reduce the carbon footprint of biogas considerably enabling even carbon negative biogas production.

In Figure 24 a process concept is illustrated for larger scale of approximately 30 Nm<sup>3</sup>/h raw biogas feed which is 50 times bigger than the container pilot.



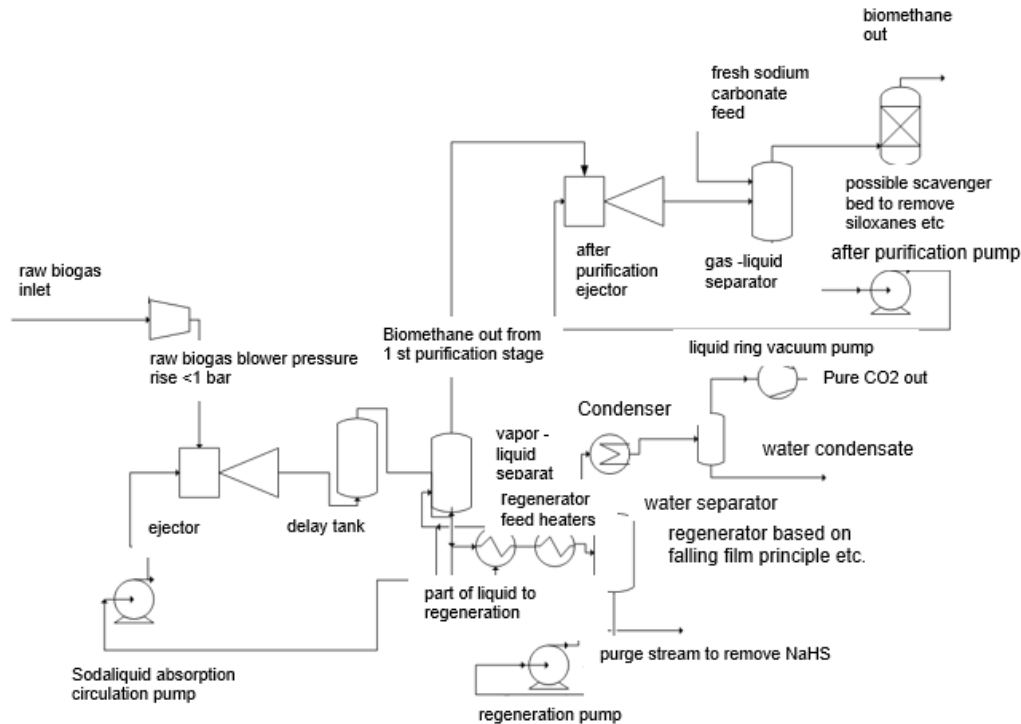


Figure 24: Process concept suitable for larger scale (30 Nm<sup>3</sup>/h raw biogas feed).

In Table 11 the estimation of purchase prices and details of main equipment are given.

Table 11: Main equipment details and purchase prices.

	Number of Items	Design values	Material	Possible vendor	Price (€)
Tanks	4	2 2m <sup>3</sup> , 1 1m <sup>3</sup> , 1 0.5 m <sup>3</sup>	Stainless steel	Pumppulohja	16000
Heat-exchangers	3	6.8 m <sup>2</sup>	Stainless steel	Raucell	20400
Pumps	3	11m <sup>3</sup> /min 2 0,5 m <sup>3</sup> /min, head max ~ 30 m centrifugal pumps		Calpeda/PumppuTek	6500
Gas compression with Liquid ring pump	1	60 -100 m <sup>3</sup> /h from 20 kPa to atmospheric pressure		Busch	1500
Ejector	2	own estimate		Sednove (Aqualsolina) etc.	5000
				Totally	~ 50000

The cost estimate for a unit with a capacity of 30 Nm<sup>3</sup>/h raw biogas is approximately 50-100 k€, when considering automation, piping, design etc. A commercial size unit based on water scrubbing cost approximately 200 k€ in this scale<sup>22</sup>. Table 12 shows a comparison between the novel system and water scrubbing for two different scales.

The production costs seems feasible and even 50 % lower costs can be achieved compared to water scrubbing system for both sizes of plants 30 Nm<sup>3</sup>/h and 60 Nm<sup>3</sup>/h raw biogas feed. In order to get a more exact cost estimate the other components than main equipment should be evaluated in more detail. The comparison in Table 12 is based on the assumptions presented

<sup>22</sup> Cost is based on expert estimation.

earlier and the lower technical maturity of the novel process should be considered in the comparison. The lower technical maturity also leads to bigger uncertainty in estimated cost of the system.

*Table 12: Comparison of production cost of the novel system and traditional water scrubbing system.*

	Water Scrubbing	Ejector process	2x Water Scrubbing	2x Ejector process
Raw biogas feed capacity NM <sup>3</sup> /h	30	30	60	60
Investment cost	200000	100000	303143	151572
Annuity of investment cost €/MWh	16,250	8,125	12,315	6,158
Power consumption kWh/Nm <sup>3</sup> raw biogas	0,25	0,17	0,25	0,17
Cost of Power €/MWh	4,17	2,83	4,17	2,83
Make up chemicals €/MWh	0	0,28	0	0,28
CO <sub>2</sub> €/MWh by-product income	0	-1,51	0	-6,05
Totally €/MWh	20,4	9,7	16,5	3,2

#### 6.2.5 Discussion of findings

##### Technical performance:

- The process can achieve good CO<sub>2</sub> recovery ratio even at atmospheric pressure, particularly if after purification is used. In addition, the soda solution can also remove hydrogen sulphide from the raw biogas
- In the tests where H<sub>2</sub>S was present a precipitate was formed that probably is caused by dissolved iron from process equipment, the reason for the precipitate formation should be studied and corrective actions should be made to prevent it
- Operation at higher pressure than atmospheric pressure is more effective and would increase the biomethane purity and reduce the needed circulation rate in absorption.
- According to the test's methane slip is approximately 0,5-2 %, which is promising but in subsequent work more measurements should be done so a more reliable estimate to the methane slip could be obtained
- In the container pilot currently the bottleneck for reaching higher biomethane purity is the efficiency of the regeneration step.
- The technical risks of the process relate to the fact that longer tests have not been done that would confirm reliable longer-term performance for example formation of precipitates should be studied with longer term tests.

Techno-economic performance:

- The estimated investment cost and production cost less than 50 % of water scrubbing process costs
- The operation costs are like existing upgrading processes when the technology is mature. However cost of automation and system is yet not estimated accurately. The first unit is estimated to cost approximately 30 % less than a water scrubbing system

Additional income is obtained from CO<sub>2</sub> if it can be utilized.

### 6.3 Bi-fuel ethanol-methane engine research

In this section first the results of the investigation for the optimum injection strategy are presented and then the results with different fuel options on NRSC, NTE and full load curve. For the TWC NO<sub>x</sub> conversion rate two different measurement are used, one without and one with TWC. Therefore, the conversion rate should be considered more as an indicative value for the reduction performance of the TWC.

Due to the tight schedule parameter optimization was not possible to perform that in detail in each test points. Especially in NTE test points improved calibration for lower emissions is suggested to be done in further development steps.

#### 6.3.1 Investigation for the best injection strategy

In this section, the results of examined injection strategies are presented. Figure 25 to Figure 28 show the break thermal efficiency and gaseous emissions on NRSC test points. Full load results are presented in Figure 29 to Figure 32.

#### NRSC results

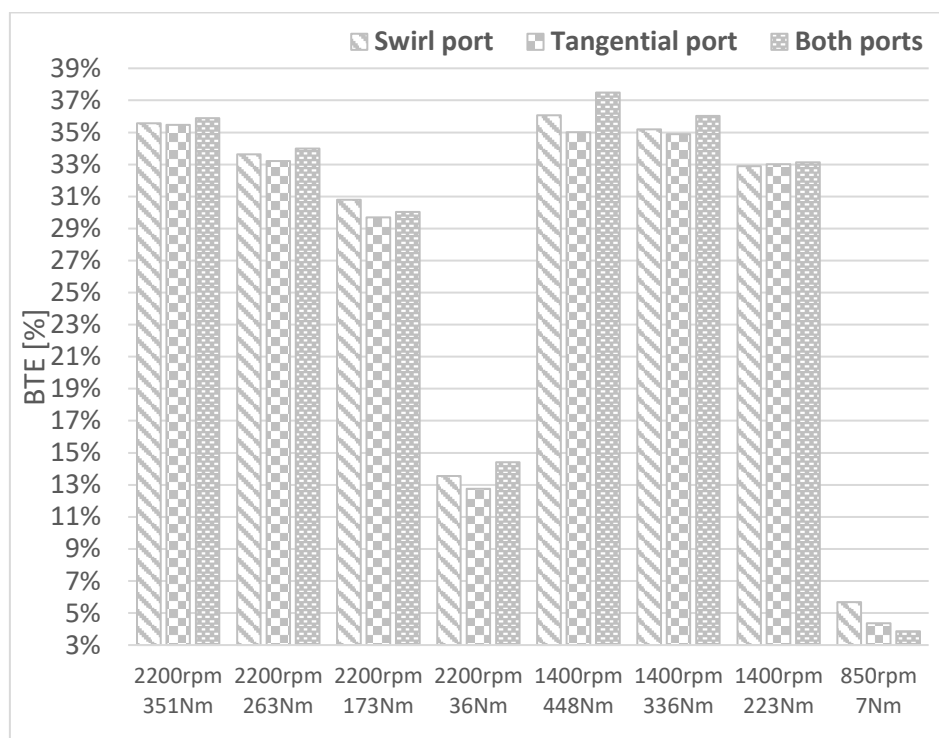


Figure 25: Break thermal efficiency on NRSC points with different injection strategies.

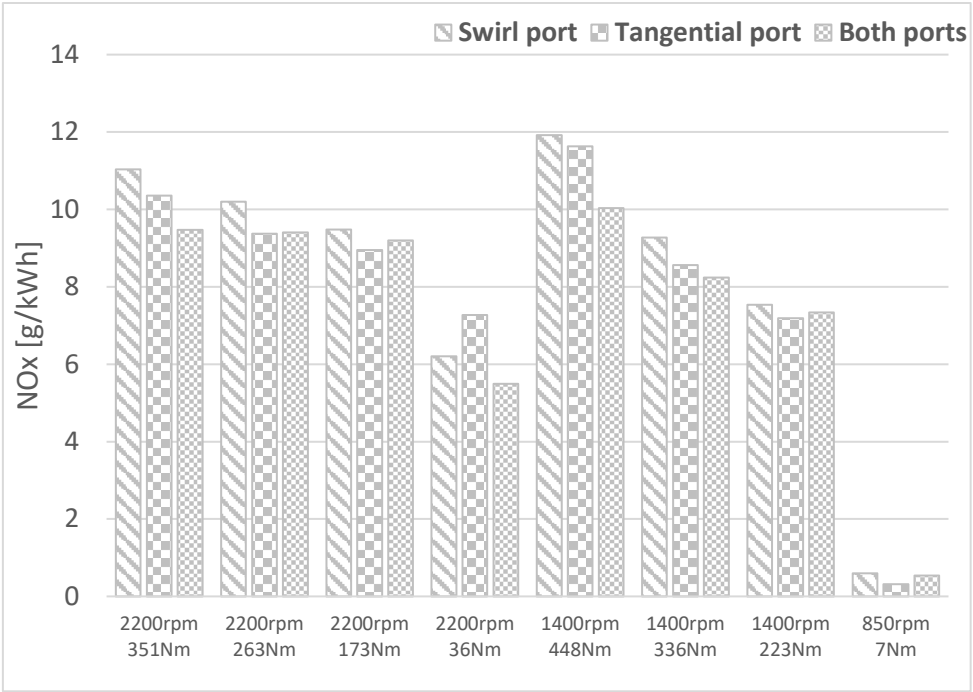


Figure 26: NO<sub>x</sub> emissions on NRSC points with different injection strategies.

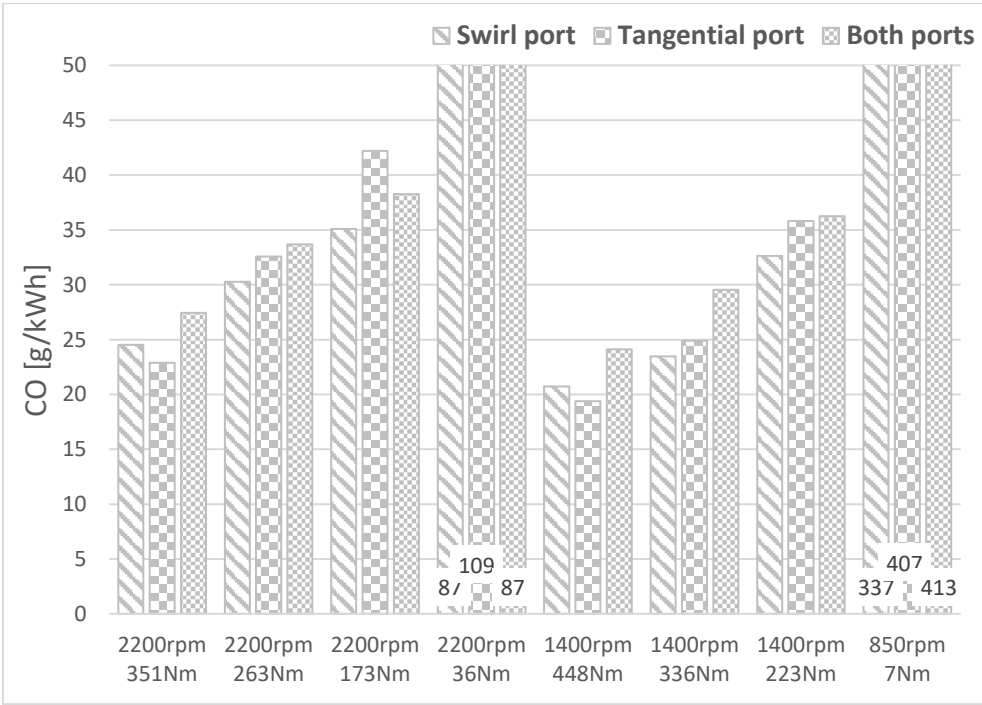


Figure 27: CO emissions on NRSC points with different injection strategies.

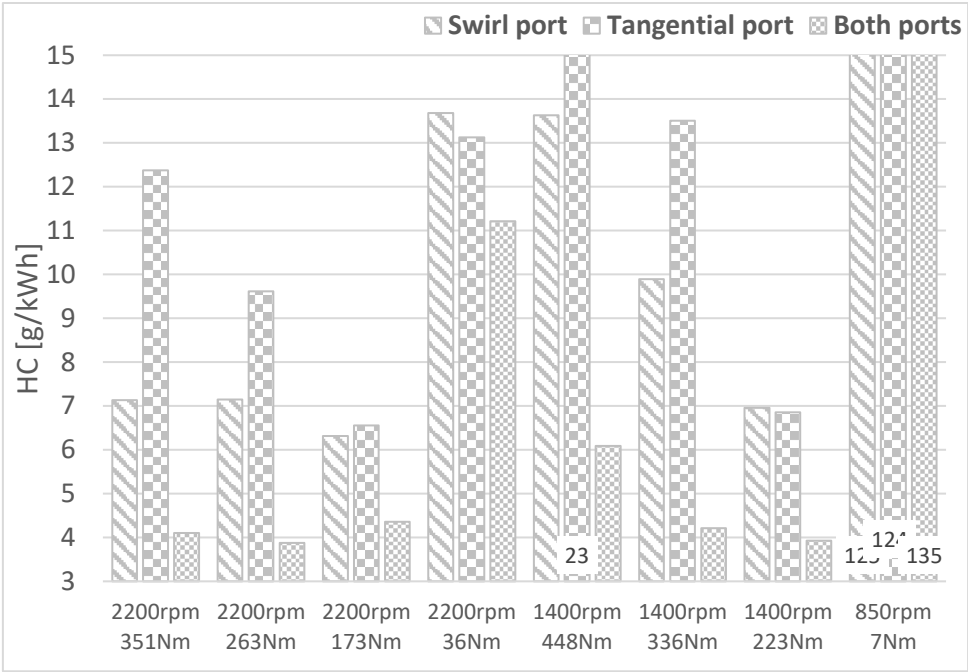


Figure 28: HC emissions on NRSC points with different injection strategies.

Full load results

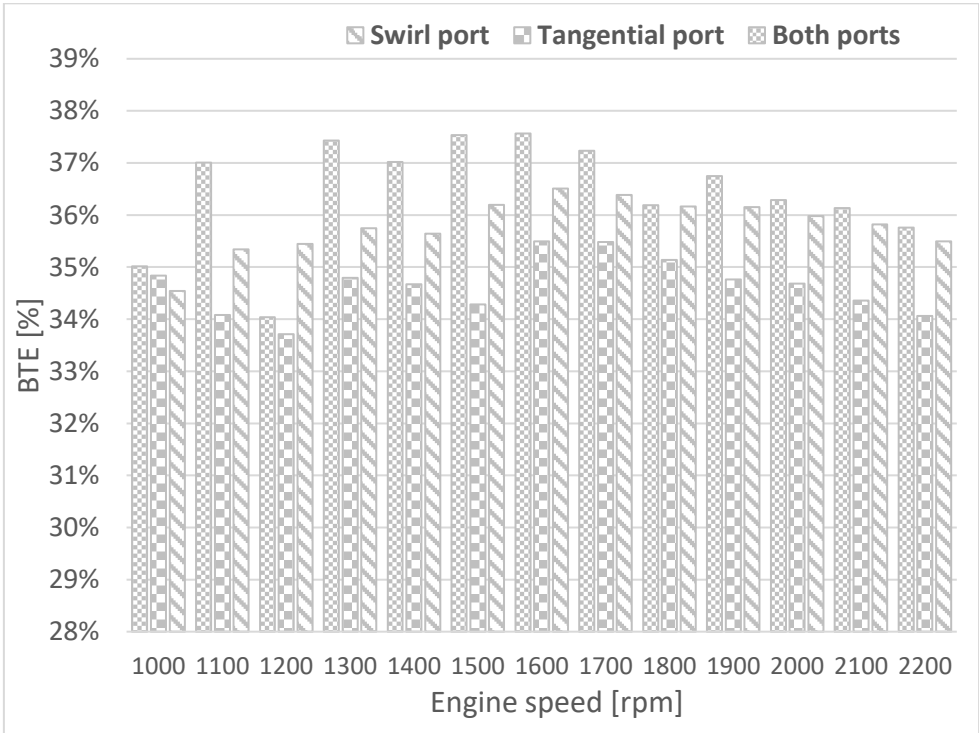


Figure 29: Break thermal efficiency on full load points with different injection strategies.

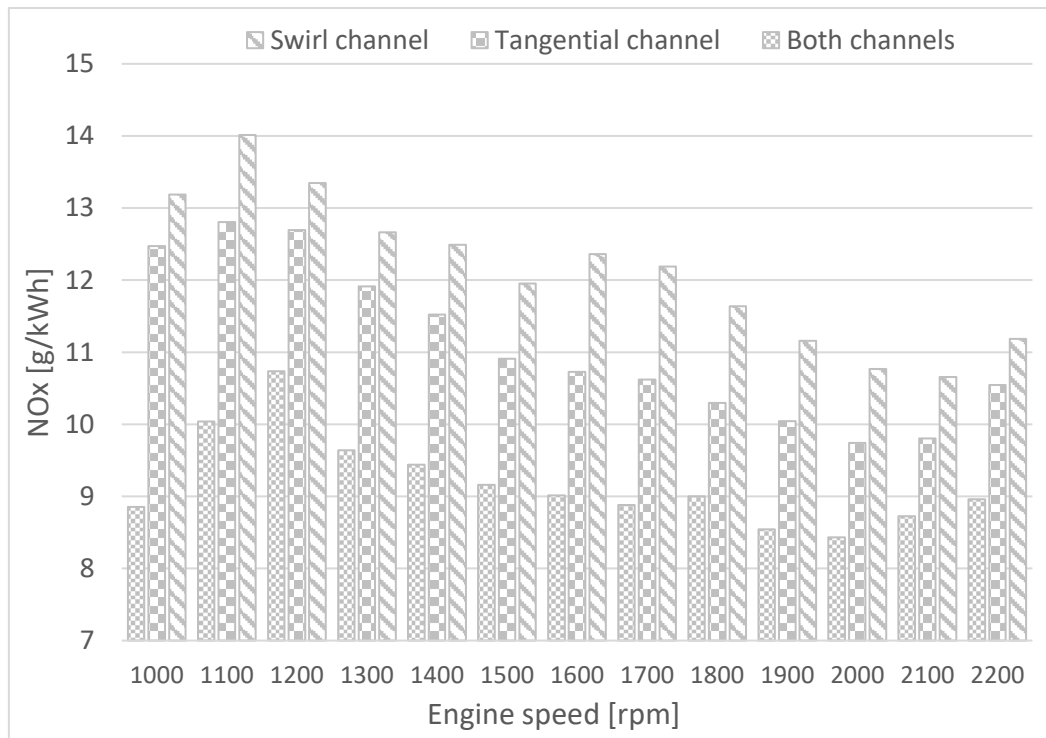


Figure 30: NOx emissions on full load points with different injection strategies.

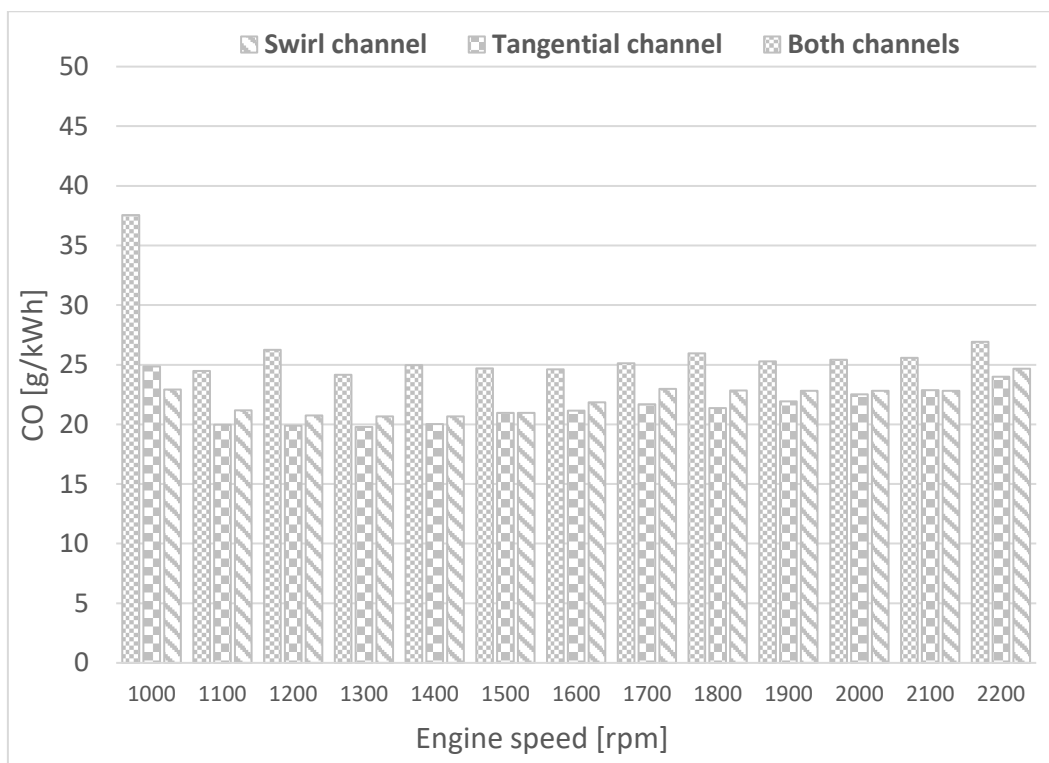


Figure 31: CO emissions on full load points with different injection strategies.

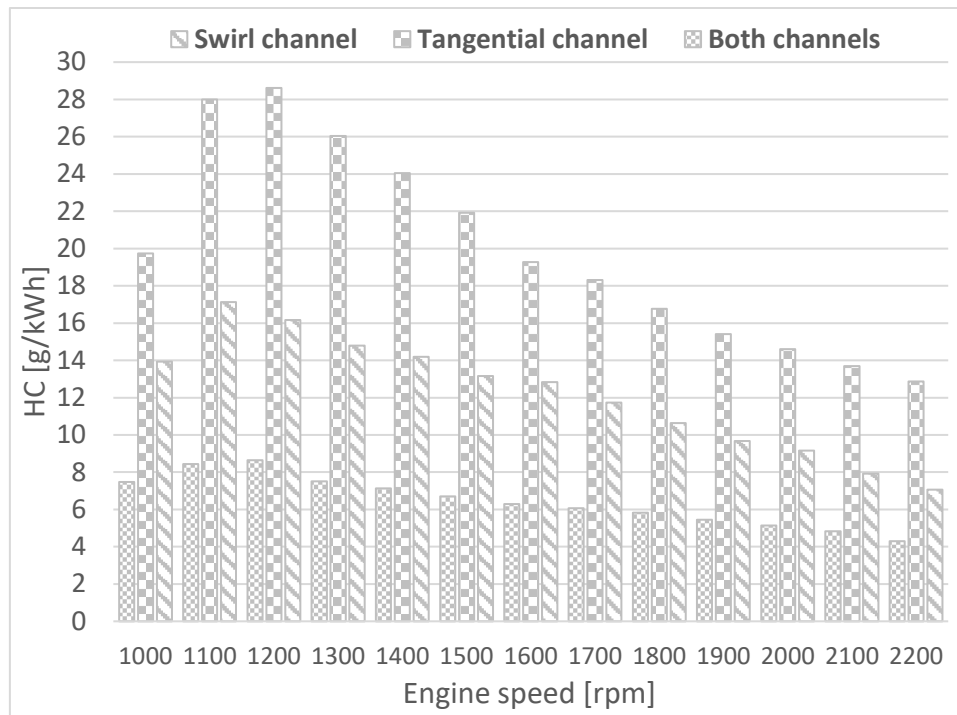


Figure 32: HC emissions on full load points with different injection strategies.

### 6.3.2 Discussion of injection strategies

Injection in both ports gave the best efficiency as can be seen in NRSC (Figure 25) and full load conditions (Figure 29). Injection only into the swirl port was noticed to have slight advantage over the injection into the tangential port. Injection into both ports gave also the lowest  $\text{NO}_x$  emissions in high load test points, i.e. in full load and in NRSC modes 1 and mode 5. However, in part load conditions injection into tangential port gave similar emissions as injection into both ports, see Figure 26 and Figure 30. Injection into swirl port gave the highest  $\text{NO}_x$  emissions in the tested engine loading conditions. Injection into both ports gave also the lowest HC emissions in all tested loading conditions, see Figure 27, Figure 28, Figure 31 and Figure 32. Between the one port injection strategies, the injection into swirl port gave lower HC emissions compared to injection only into tangential port. In CO emissions, both single port injection strategies gave similar slightly lower emission level compared to the strategy where fuel was injected into both ports.

The results showed that the injection into both ports had a clear advantage in emissions and fuel consumption over the both single port injection strategy. Results highlighted also that injection into swirl port gave better efficiency and lower HC emissions compared to injection only into tangential port. These results can be explained by the fuel-air mixture preparation and better fuel homogeneity. Injection into two ports divides in half the fuel quantity injected in one port and thus improves the air-fuel homogeneity in the cylinder and reduce wall wetting. This phenomena can be noticed especially from the high loading test points where the fuel quantity is higher.

Even though the results indicated that the injection into both ports would give the best efficiency and the lowest emissions it was decided to choose single injection strategy into swirl port for the further fuel options investigation. The justification for the selection was related to the practical issues in actual applications. The two injector per cylinder would be more expensive and challenging solution in case of engine installation. However, the results gave important information that the injector positioning and fuel spray direction should be further studied in the next phases with the help of computational fluid dynamics (CFD).

### 6.3.3 Results of NRSC

In this section, the results of single injection strategy (injection only into swirl port) with different fuel options are presented. The NRSC weighted average emission results are presented in Figure 33 to Figure 37. NRSC mode specific results are presented in Figure 38 to Figure 51.

#### Weighted average cycle results

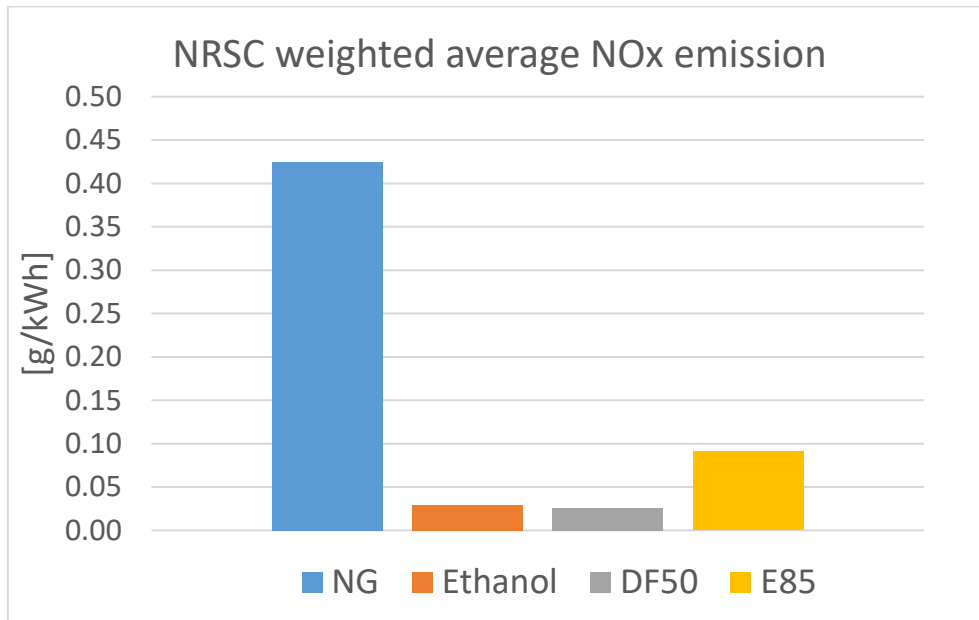


Figure 33: Weighted average NOx emissions on NRSC. Legislative limit value is 0.4 g/kWh.

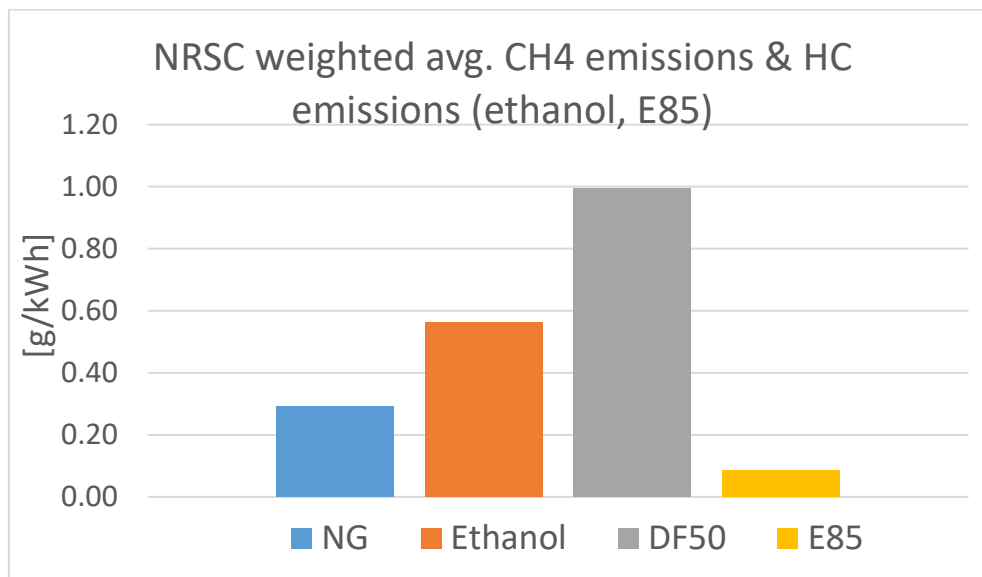


Figure 34: Weighted average CH4 and HC emissions on NRSC. Legislative limit value 0.19 g/kWh for ethanol and E85, 1.015 g/kWh for DF50 mode and 1.84 g/kWh for NG.



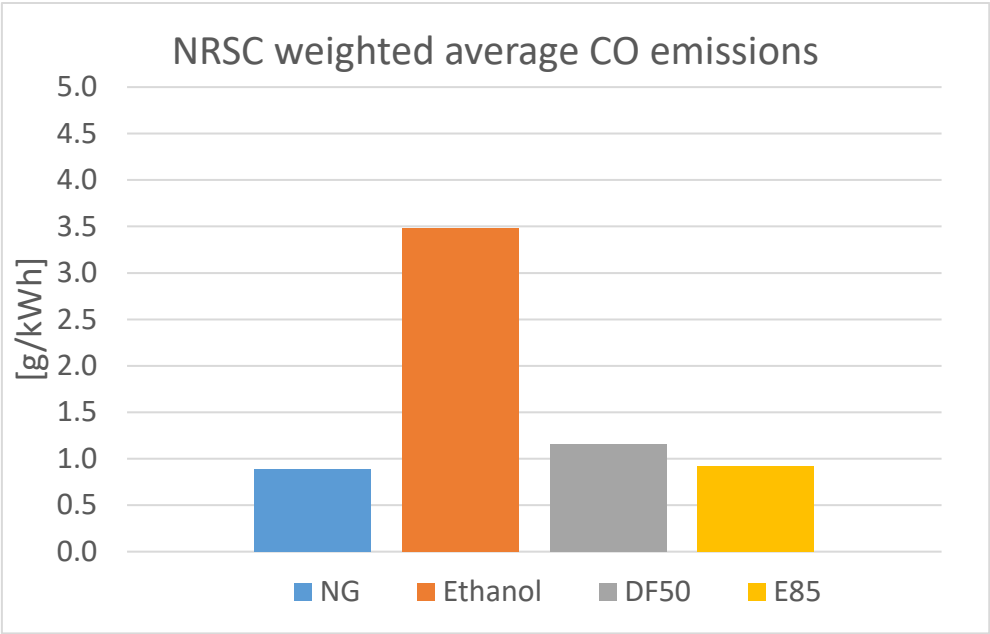


Figure 35: Weighted average CO emissions on NRSC. Legislative limit value is 5.0 g/kWh.

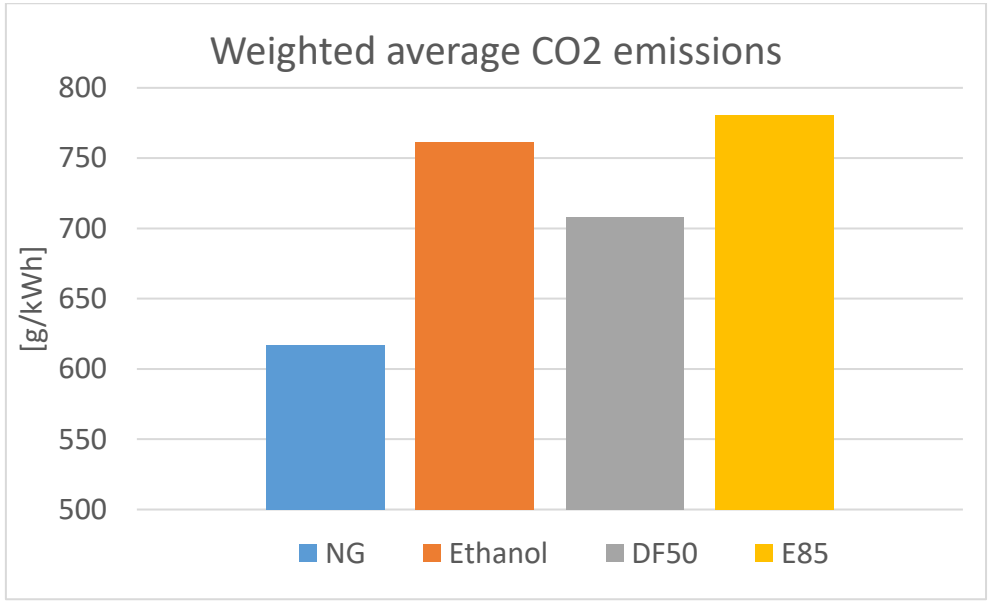


Figure 36: Weighted average CO<sub>2</sub> emissions on NRSC.

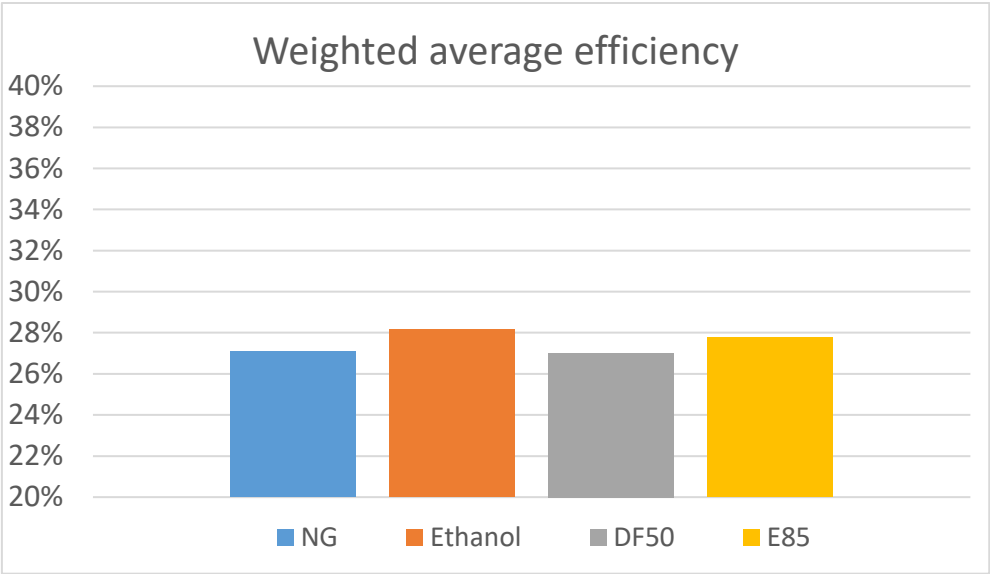


Figure 37: Weighted average efficiency on NRSC.

Mode specific results

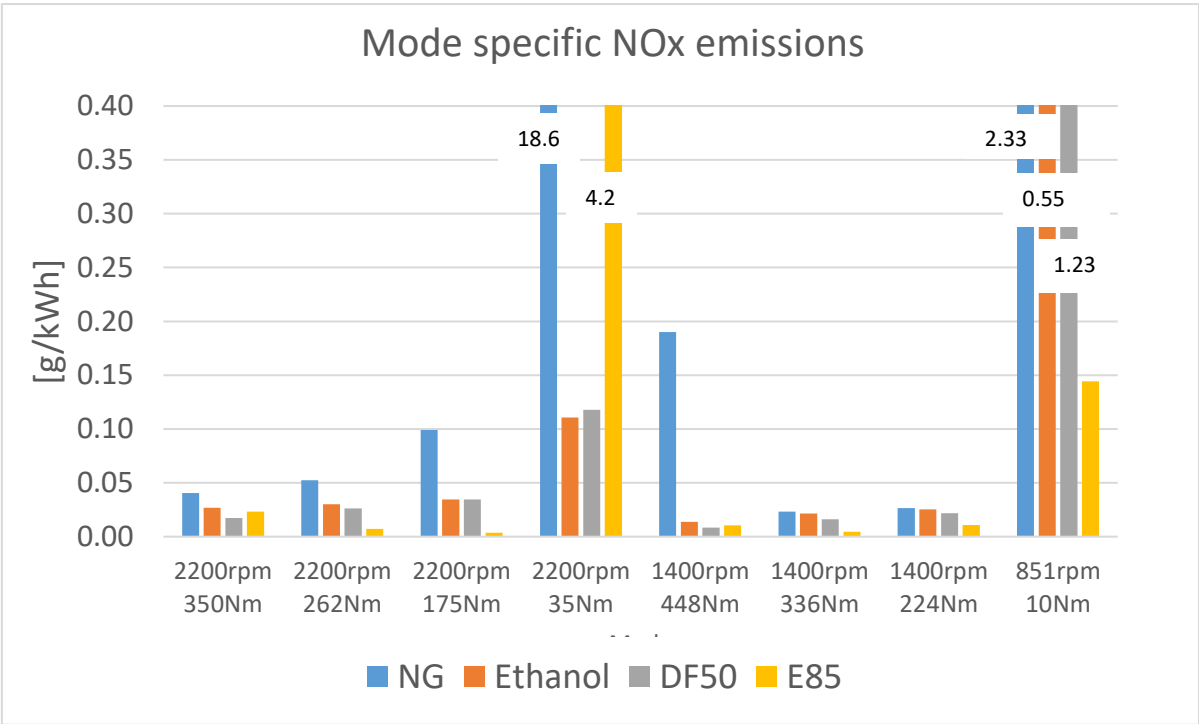


Figure 38: NRSC mode specific NOx emissions.

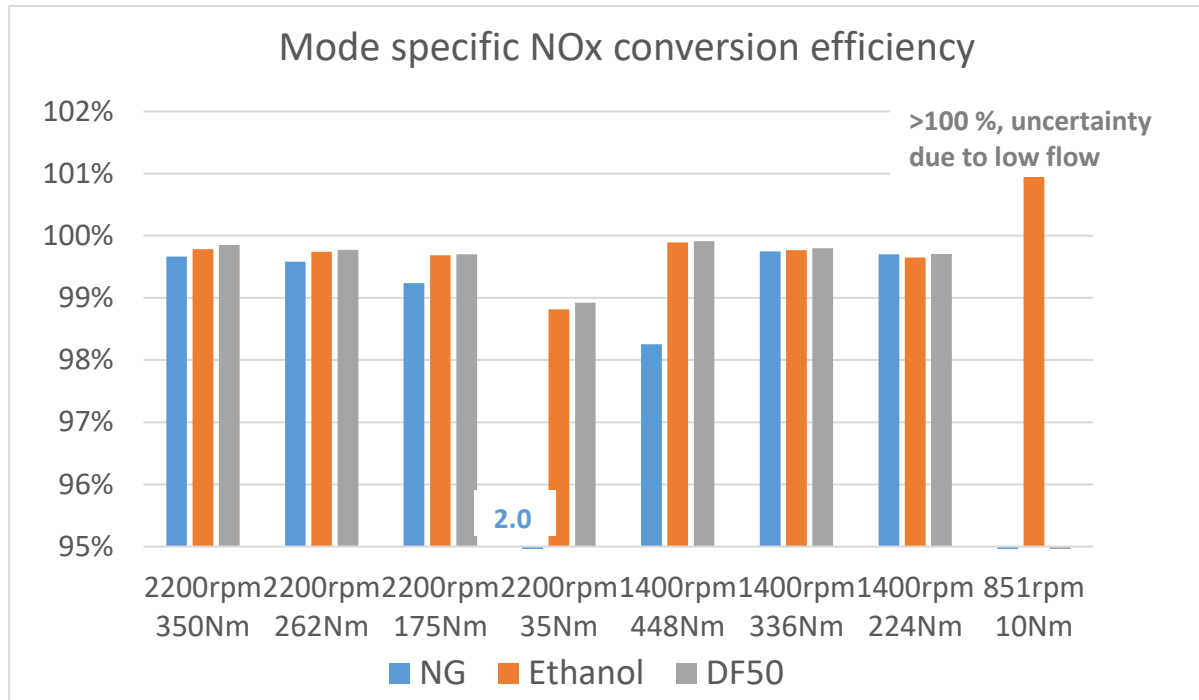


Figure 39: NRSC mode specific NO<sub>x</sub> conversion efficiency. NG and ethanol had conversion efficiency around 0 % at test point 8: 850 rpm and 10 Nm. Reason is low temperature and need for lambda swing functionality.

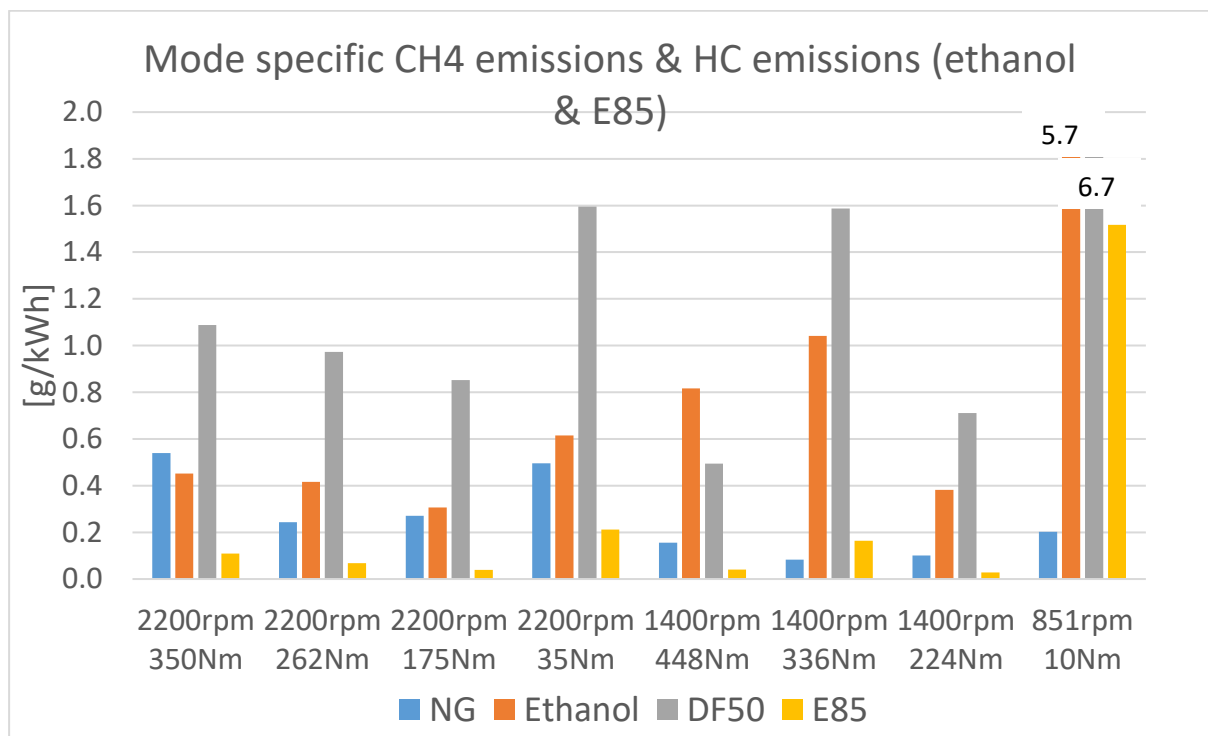


Figure 40: NRSC mode specific CH<sub>4</sub> and HC emissions.

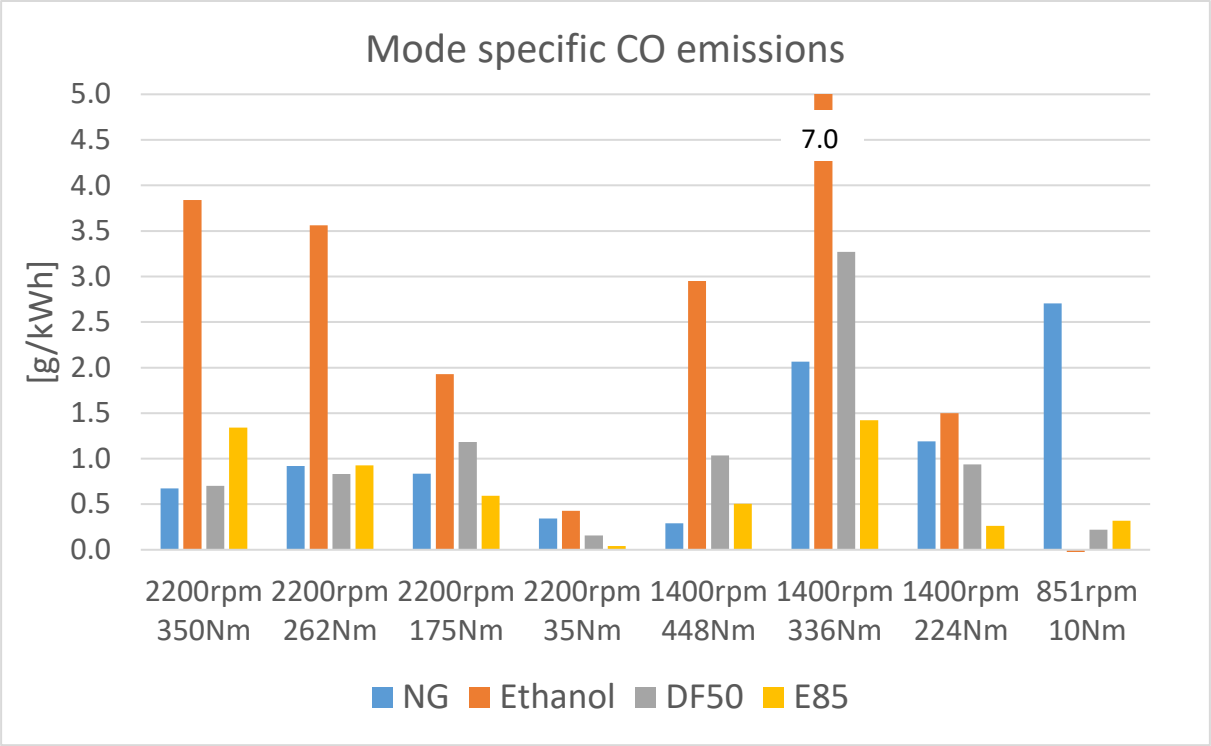


Figure 41: NRSC mode specific CO emissions.

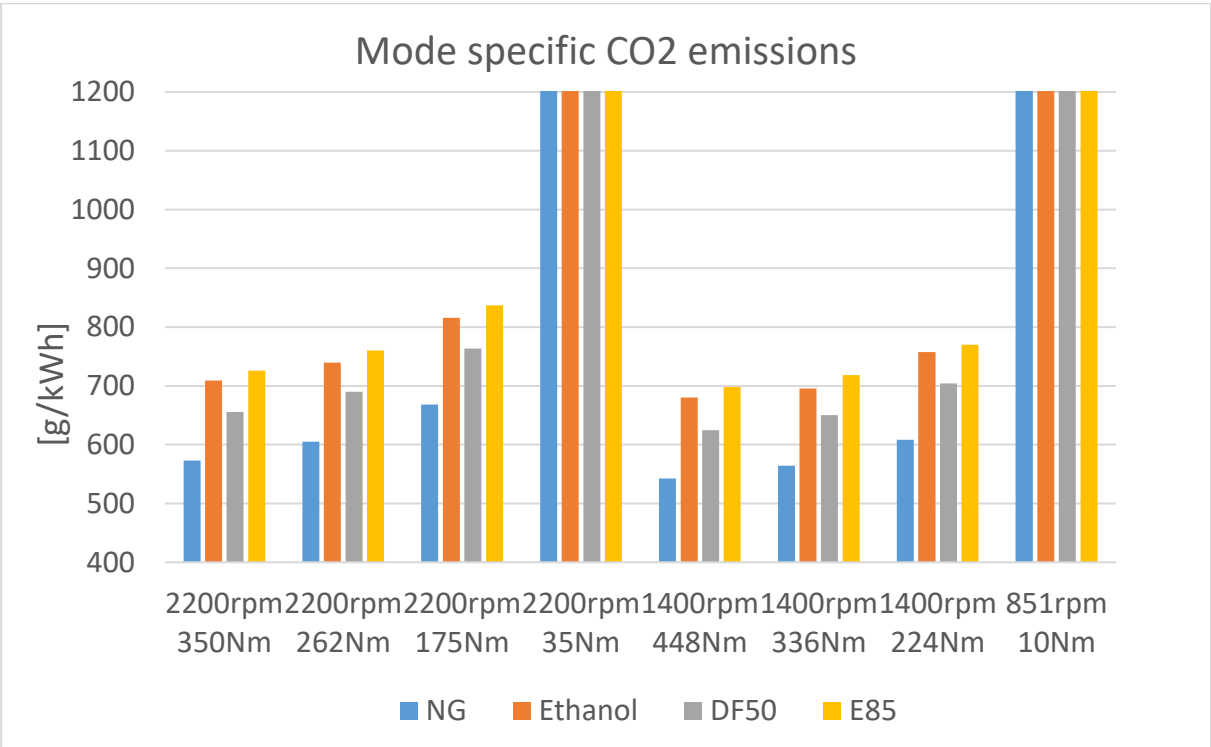


Figure 42: NRSC mode specific CO2 emissions.

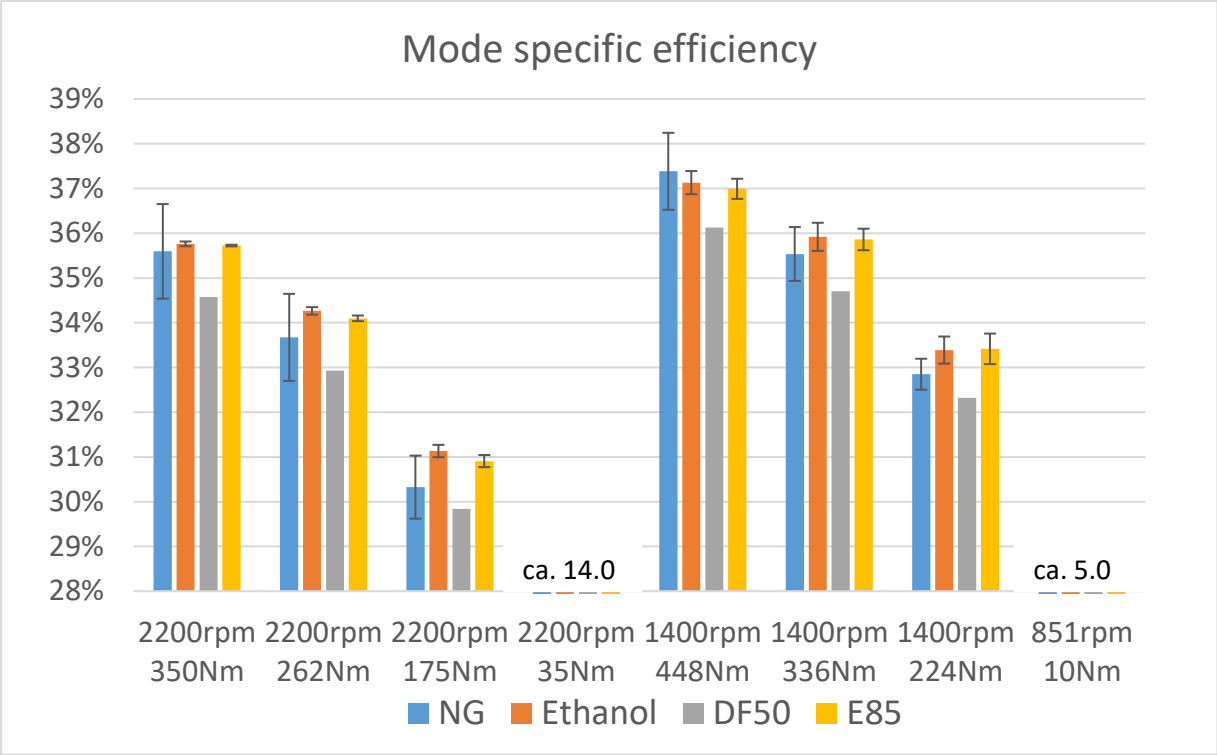


Figure 43: NRSC mode specific efficiency.

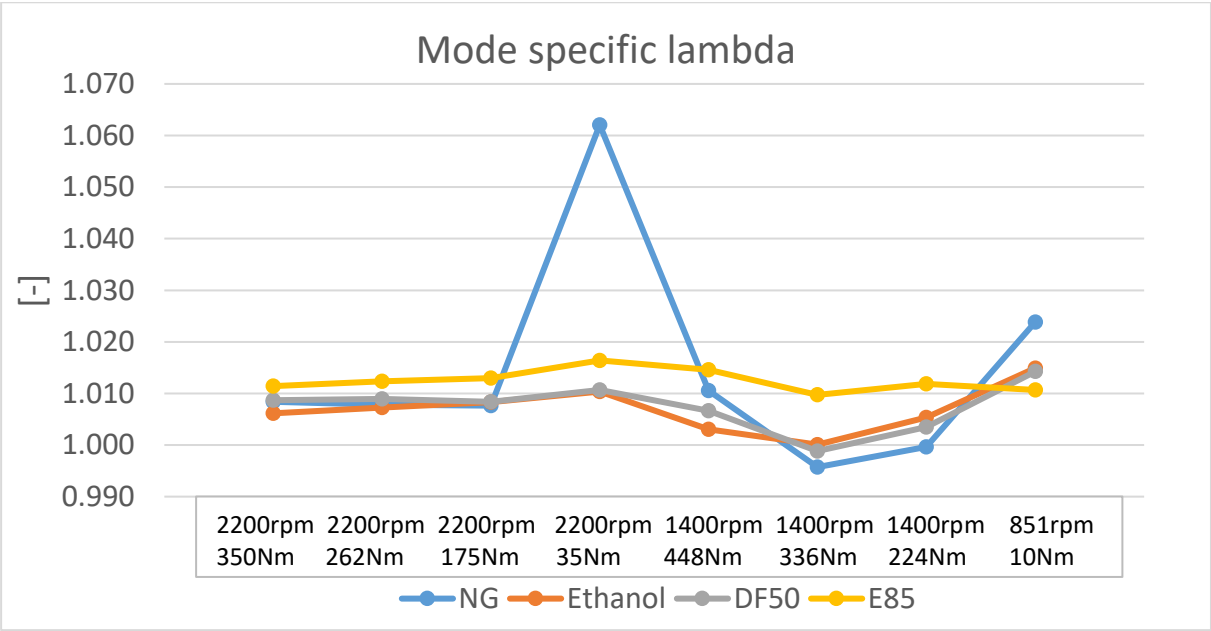


Figure 44: NRSC mode specific lambda value.

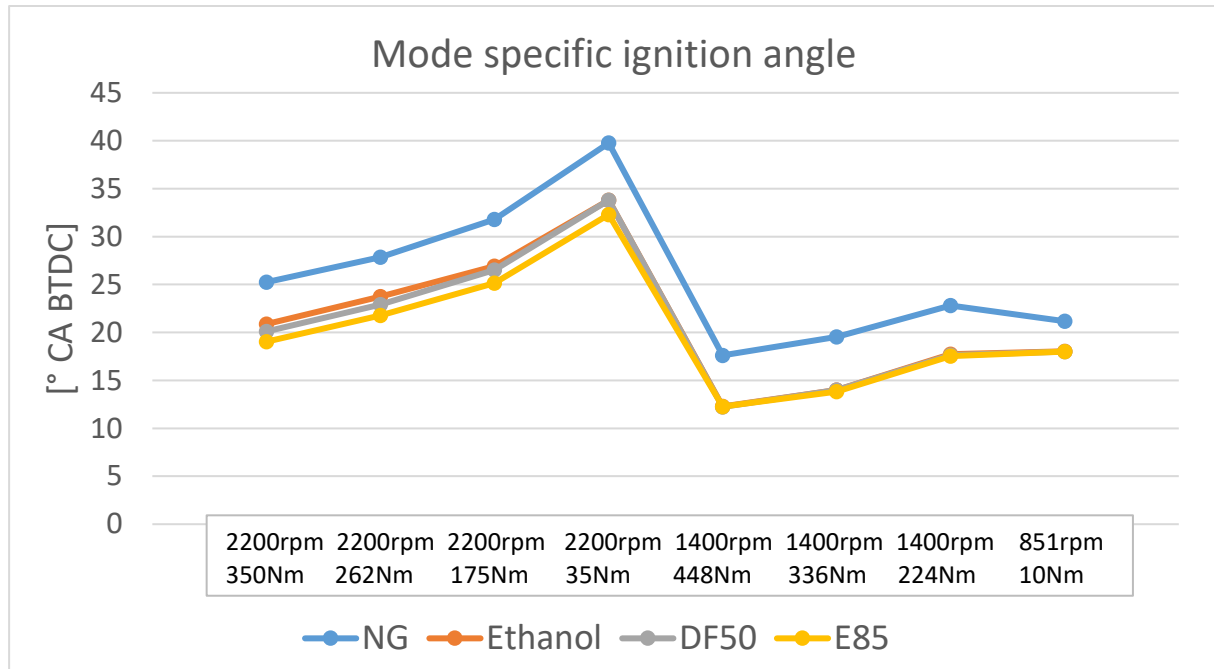


Figure 45: NRSC mode specific ignition angle.

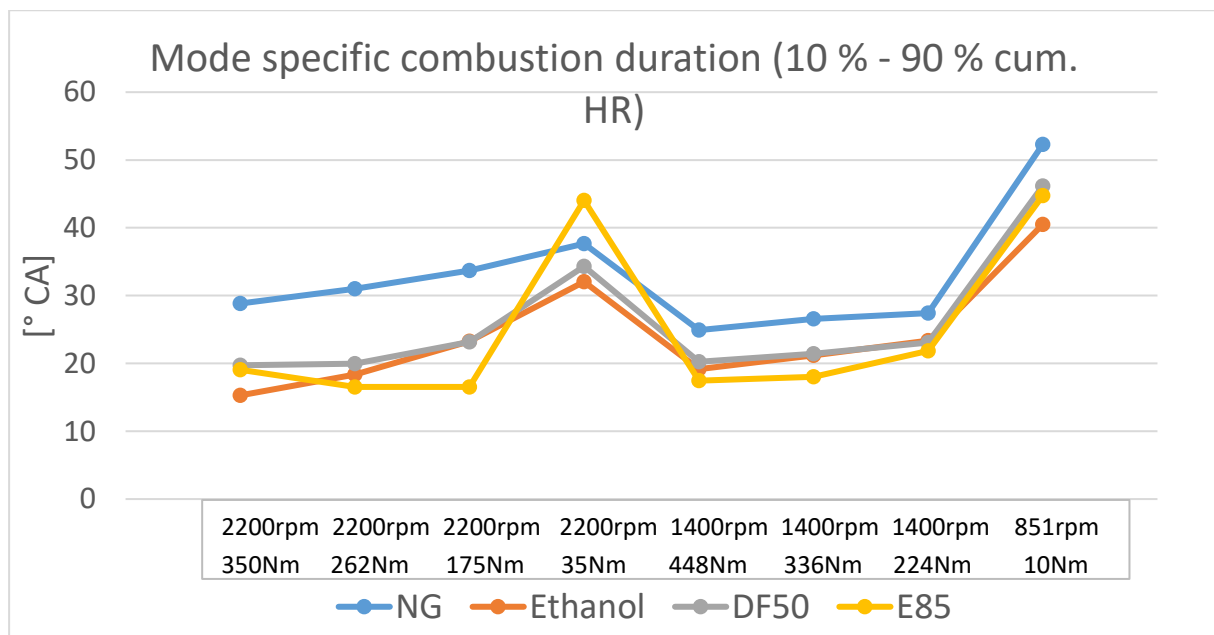


Figure 46: NRSC mode specific combustion duration from 10 % to 90 % cumulative heat release.

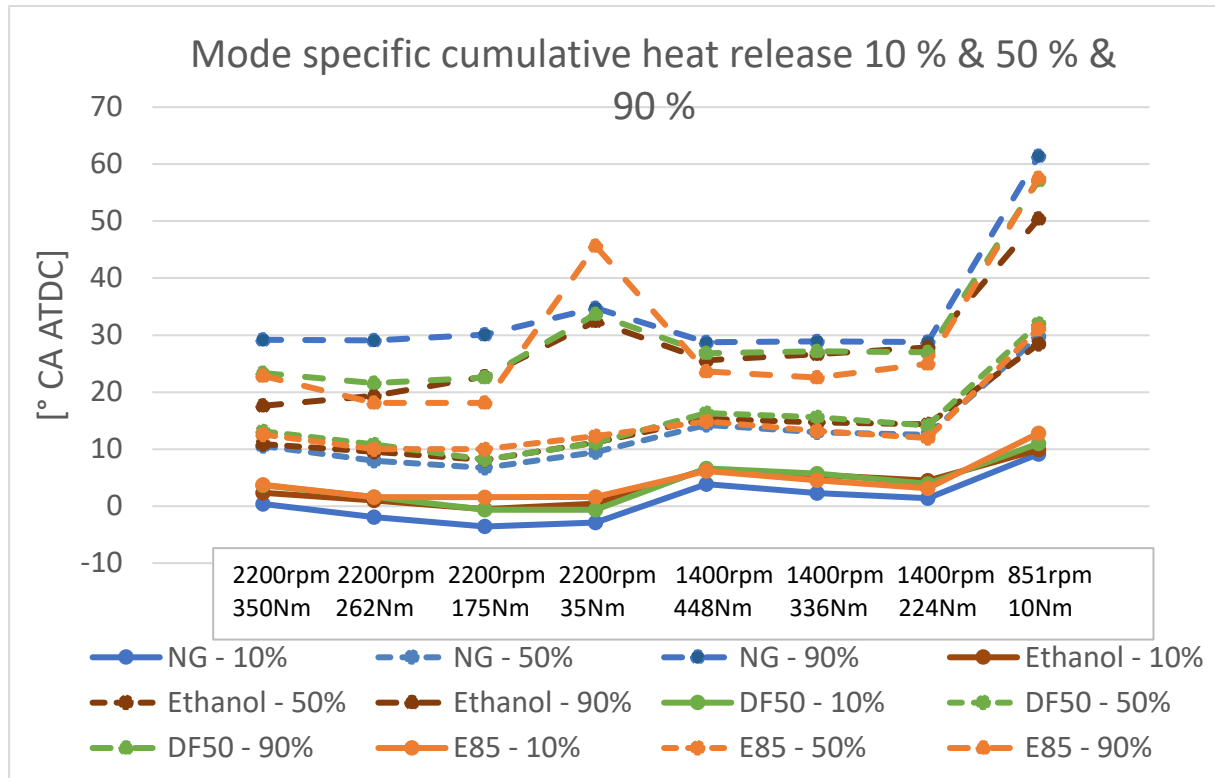


Figure 47: NRSC mode specific crank angle of 10 %, 50 % and 90 % cumulative heat release.

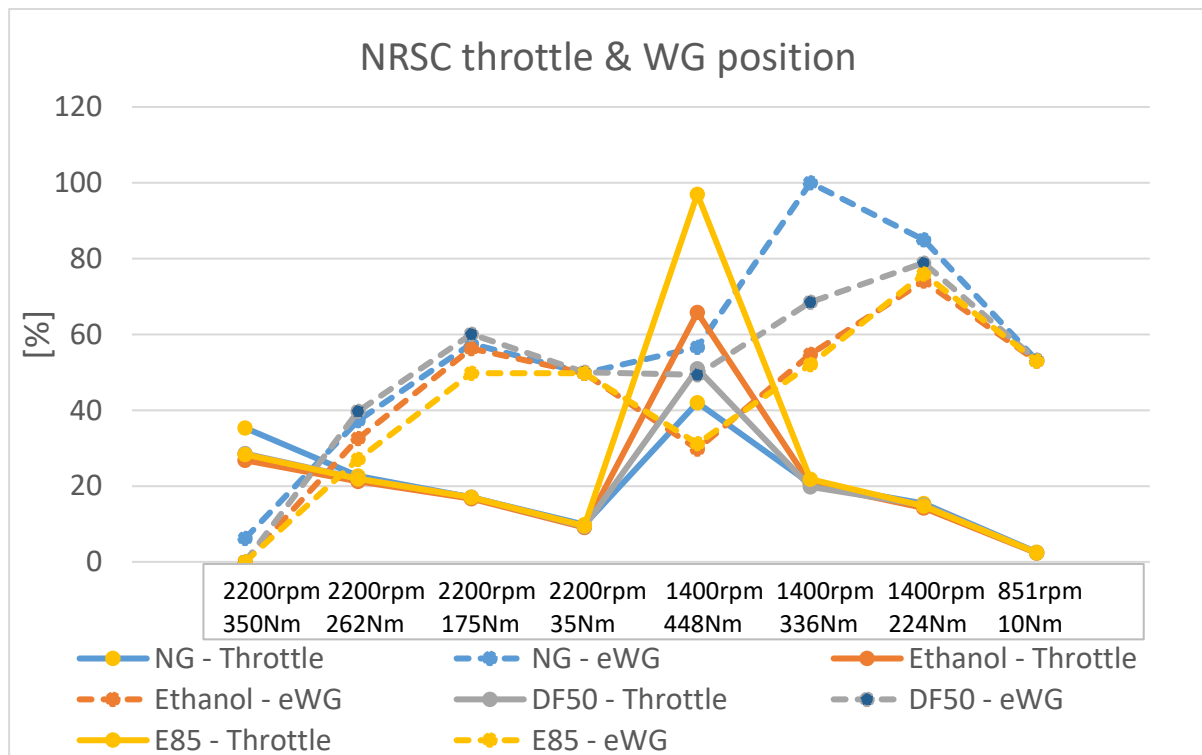


Figure 48: NRSC mode specific throttle and WG position.

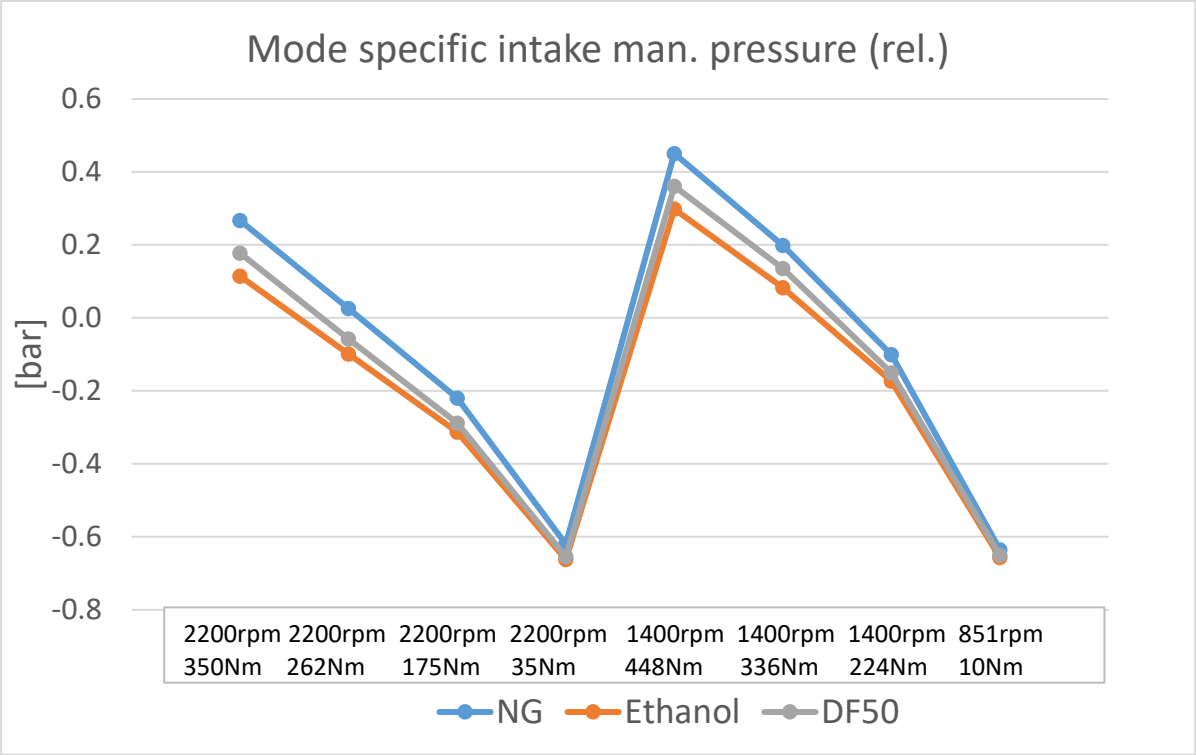


Figure 49: NRSC mode specific intake manifold pressure.

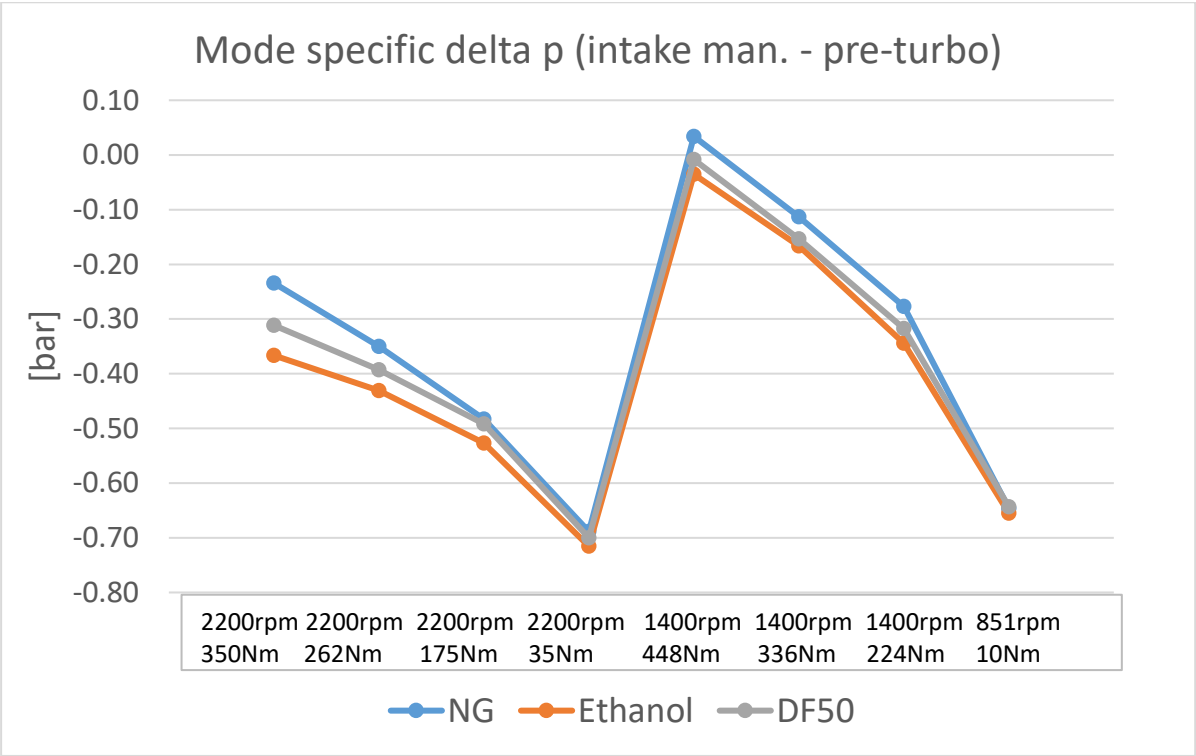


Figure 50: NRSC mode specific pressure difference between intake and exhaust manifold.



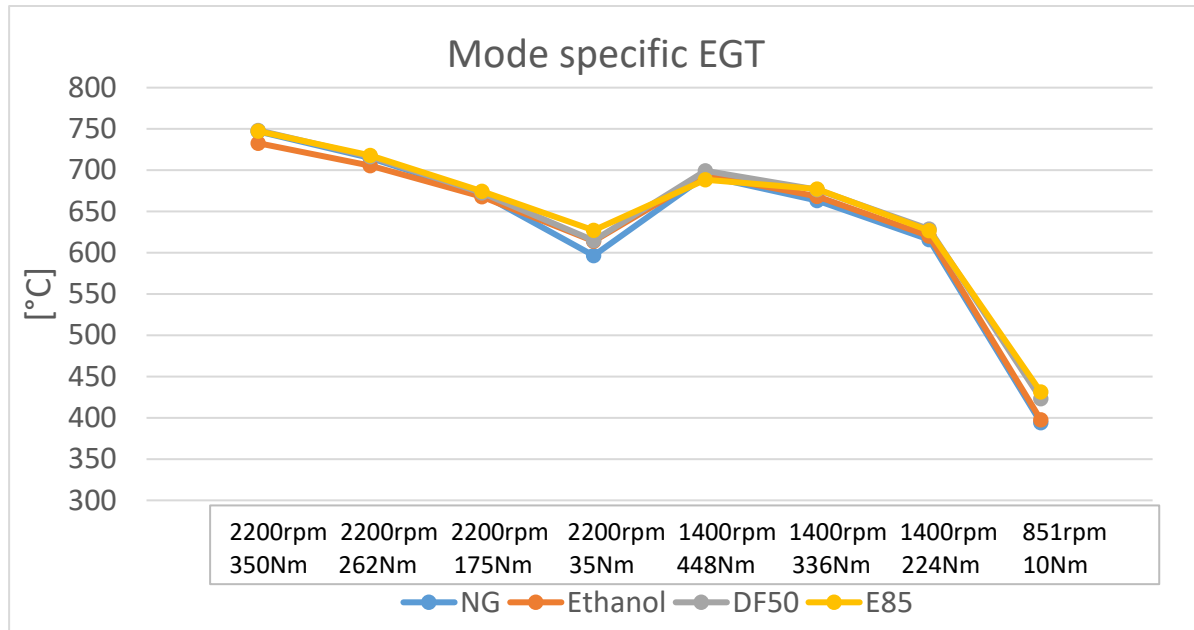


Figure 51: NRSC mode specific EGT.

#### 6.3.4 Discussion of NRSC results

##### NO<sub>x</sub> emissions

The emission reduction efficiency of TWC is sensitive to the upstream exhaust gas matrix i.e. right composition of each emission components and exhaust gas temperature for the catalytic reaction and thus high reduction of NO<sub>x</sub>, CO and THC emissions. Lean and oxygen rich exhaust gas matrix tend to quench the catalytic process, meanwhile a rich mixtures may, in case of unbalanced NO<sub>x</sub> ratio, result in excess CO emissions. Mode specific NO<sub>x</sub> emissions in Figure 38 show that extremely low emissions can be achieved with all the fuel options. In case of E85 NO<sub>x</sub> emissions even below 0.001 g/kWh can be achieved. In comparison to Stage V regulatory limit value of 0.4 g/kWh they are in many test points well under one tenth of the limit value.

However, the obtained results emphasize the sensitivity for the lambda value (fuel-air mixture) (Figure 44) as can be seen in case of NO<sub>x</sub> emissions for NG and R85 in mode 4. In this operation point lambda was slightly elevated which caused high emissions, around 18.6 g/kWh for NG and 4.2 g/kWh for RE85. Also in mode 8 (engine idling) NO<sub>x</sub> emissions were elevated for NG, ethanol and DF which can be explained by the slightly too high lambda value. In case of E85 lambda was lower which caused low NO<sub>x</sub> emissions.

Overall, results suggest that extremely low NO<sub>x</sub> emissions are be achievable for all the fuel configurations with a constant closed-loop lambda control. Further improvements could be achieved using a lambda oscillation function. Each fuel can be calibrated for under 0.01 g/kWh NO<sub>x</sub> emissions level as can be seen in cycle weighted average results in Figure 33 (in case of NG the M4 result distort the overall performance).

##### CO, HC and CH<sub>4</sub> emissions

In general SI engines produce much more CO emissions than diesel engines due to the different combustion principle. Thus, TWC is needed for CO reduction. In this study, CO cycle average emissions were under the legislative limit value of 5.0 g/kWh with each of the fuel, see Figure 35. On NRSC ethanol had the highest CO emissions close to 3.5 g/kWh. NG, DF50 mode and E85 had almost similar emissions, close to 1.0 g/kWh. Mode specific results in Figure 41 shows that emissions under 1 g/kWh was achieved in most of the test points. Overall,

emissions with all of the fuel were under the legislative limit value in every NRSC test point. Only in mode 6 ethanol had emissions around 7 g/kWh. Considering the CO emissions with other fuels it would be anticipated that with more detailed calibration and lambda swing also CO emission with ethanol in this test point could be reduced under the legislative limit value.

Legislative limit value for HC emissions is 0.19 g/kWh for ethanol and E85, 1.015 g/kWh for DF50 mode and 1.84 g/kWh for NG. Figure 34 indicates that that NG, DF50 and E85 had HC emissions under the fuel specific limit value. Mode specific results in Figure 40 show that NG had low emissions in every test points. Similarly, E85 had also low emissions in each NRSC mode except the idling test point in which the emissions were 1.52 g/kWh. Ethanol had cycle average HC emissions of 0.56 g/kWh which are around 3 times over the limit value. Interestingly ethanol had lower HC emissions compared to DF 50 mode. This result is somewhat surprising as we saw in Figure 28 that injection in swirl port only (now the case with ethanol) increased HC emissions in many test points close to 50 % compared to injection into both ports (in DF 50 mode the situation is now similar as 50 % of the fuel is only injected into the swirl port).

Overall the emissions results presented in this report suggest generally that the Stage V limit values for gaseous emissions are achievable with all the fuel options. Furthermore the results indicate that a more sophisticated calibration and lambda oscillation is needed for better controlling of the chemical reactions in TWC which would enable even lower emissions.

### Efficiency and CO<sub>2</sub> emissions

Cycle average efficiency in Figure 37 show that ethanol and E85 had the highest efficiency, around 4 % and 3 % higher compared to DF and NG. Mode specific results in Figure 43 show that the efficiency of ethanol and E85 was better than NG and DF50 in every test point except the low load modes 4 and 8 and full load mode 5 in which NG showed similar efficiency. The optimal ignition angle for each fuel is shown in Figure 45. NG allows higher ignition advance to be used due to its higher auto-ignition temperature and slower flame speed. Also can be seen that ethanol, E85 and DF50 had almost the same optimum ignition angle<sup>23</sup> in each test points. However, the highest ignition advance with NG did not produce highest efficiency due to the higher flame speed and thus faster combustion with ethanol and E85, see Figure 46 and Figure 47. As a result, NG had from around 6 ° to around 16 ° CA longer combustion duration depending on the test point compared to E85 and ethanol. Interestingly results also show that in DF50 mode the chemical characteristics of ethanol are defining the mostly the combustion characteristics i.e. ignition advance and combustion duration.

Throttle and eWG position in Figure 48 and intake manifold pressure and pressure difference in Figure 49 and Figure 50 show that NG requires highest charge air pressure and thus air mass flow. This is explained by the highest stoichiometric air-fuel ratio of NG, around 17:1 compared to 9:1 for ethanol and around 9.8 for E85 and differences in LHV. The control strategy in part load for the throttle was to use as much as possible the same throttle angle for all the fuels and adjust the torque with wastegate position. Exhaust gas temperature was almost identical for all the fuels, see Figure 51. However, in mode 4, NG had the lowest temperature. This is explained by the highest lambda value and thus slightly lean air-fuel mixture.

#### 6.3.5 Results of Not-to-Exceed test points

The results in NTE test points are presented in Figure 52 to Figure 65. These additional test points were selected for building a better understanding of the engine performance in wider

---

<sup>23</sup> The highest possible ignition advance that produced the lowest fuel consumption in the given test point without engine knock.

engine operational area with different fuel options. The calibration work was least optimized in these test points due to the time restrictions.

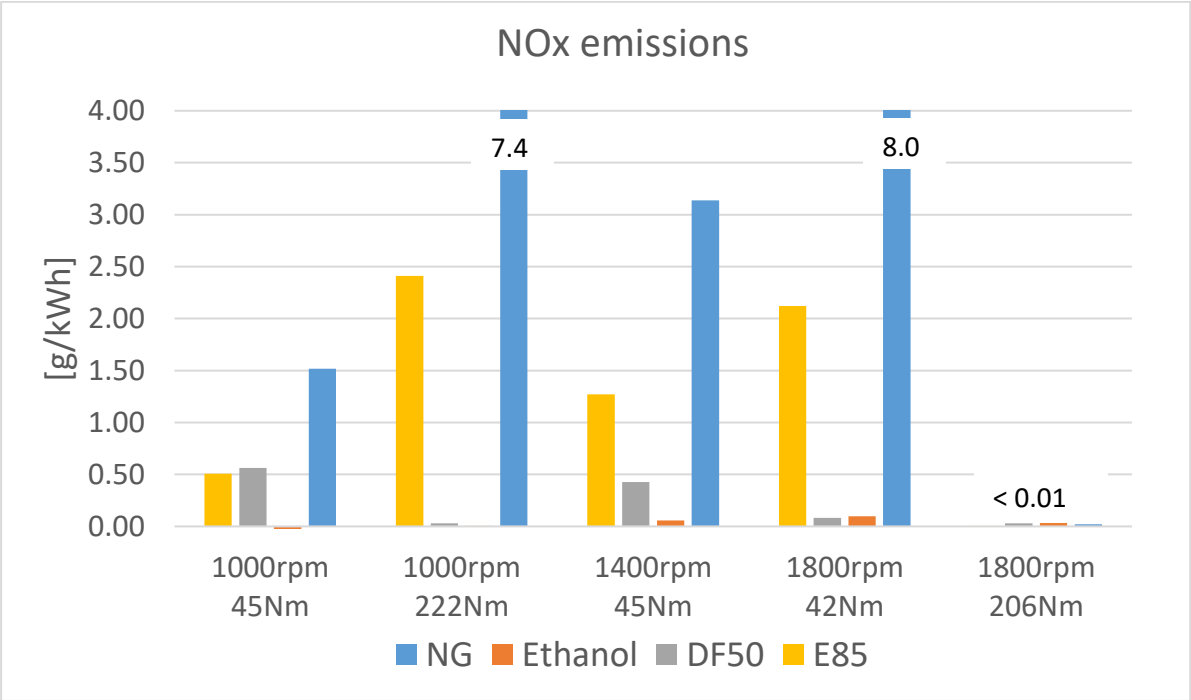


Figure 52: NO<sub>x</sub> emission on NTE test points.

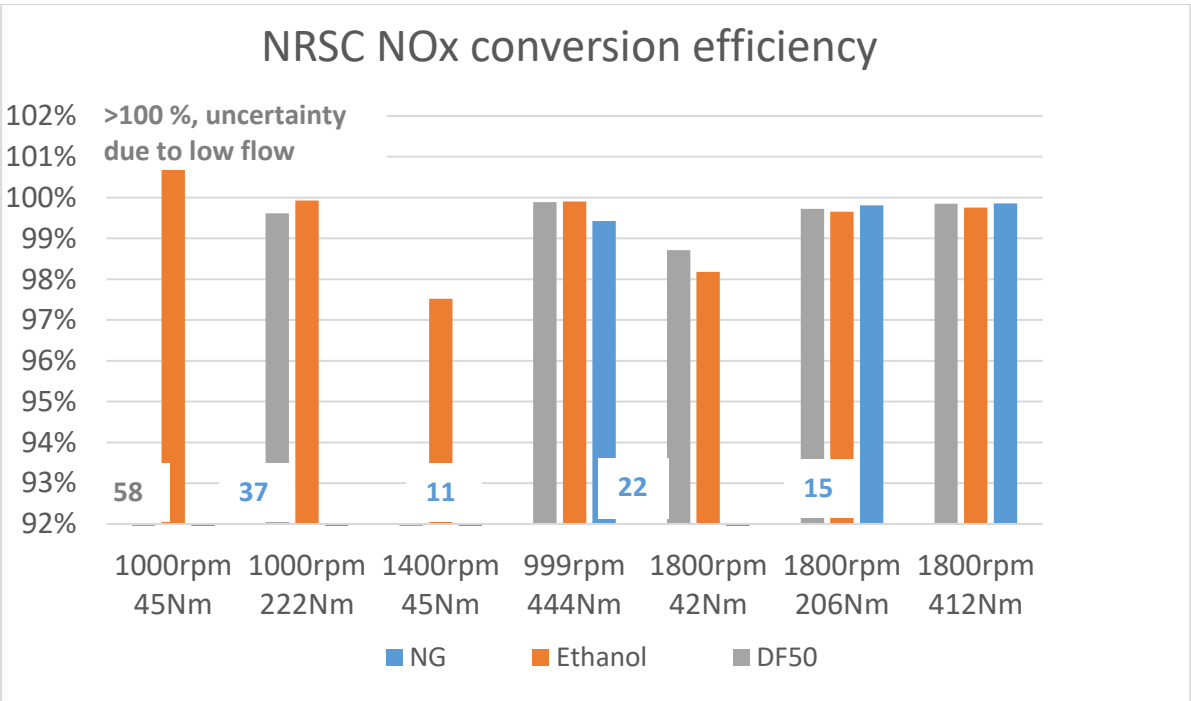


Figure 53: NO<sub>x</sub> conversion efficiency on NTE test points.

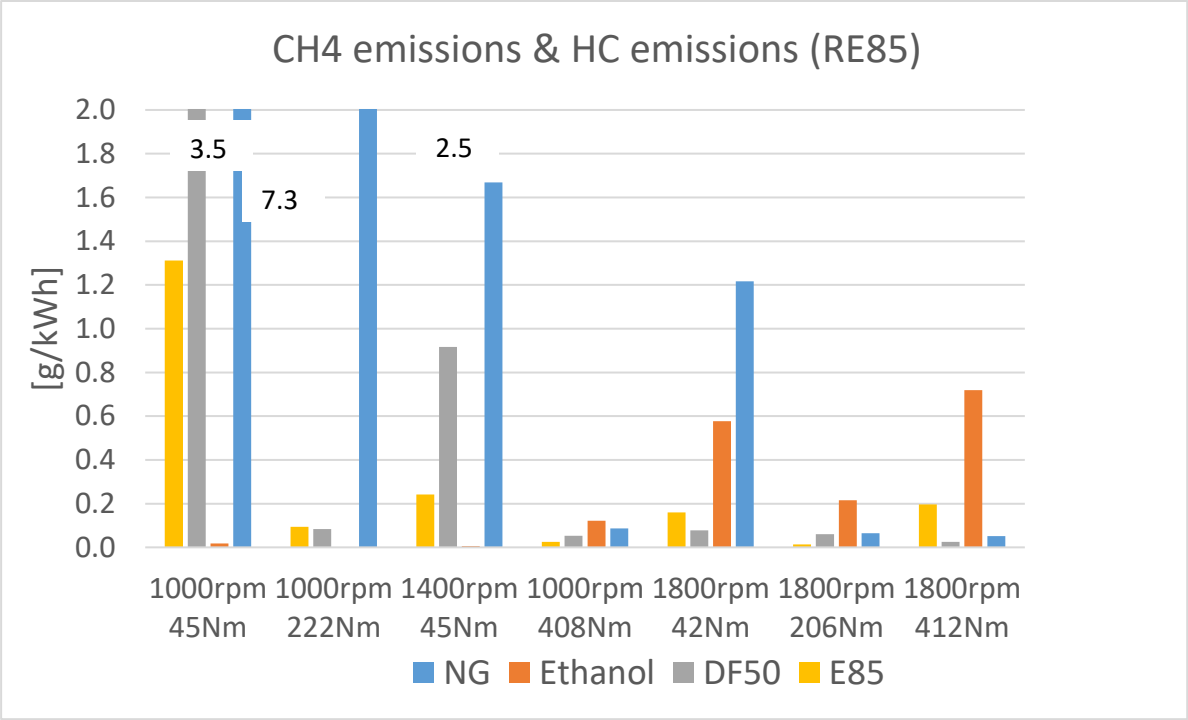


Figure 54: CH<sub>4</sub> and HC emissions on NTE test points.

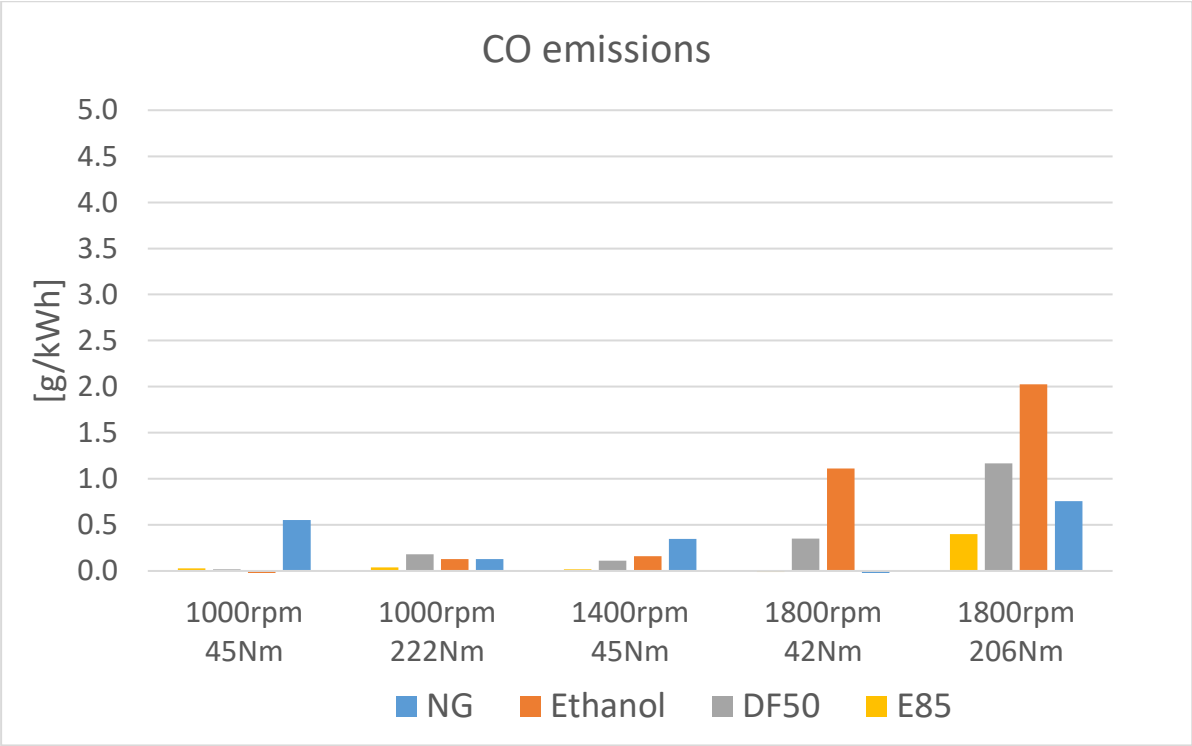


Figure 55: CO emissions on NTE test points.

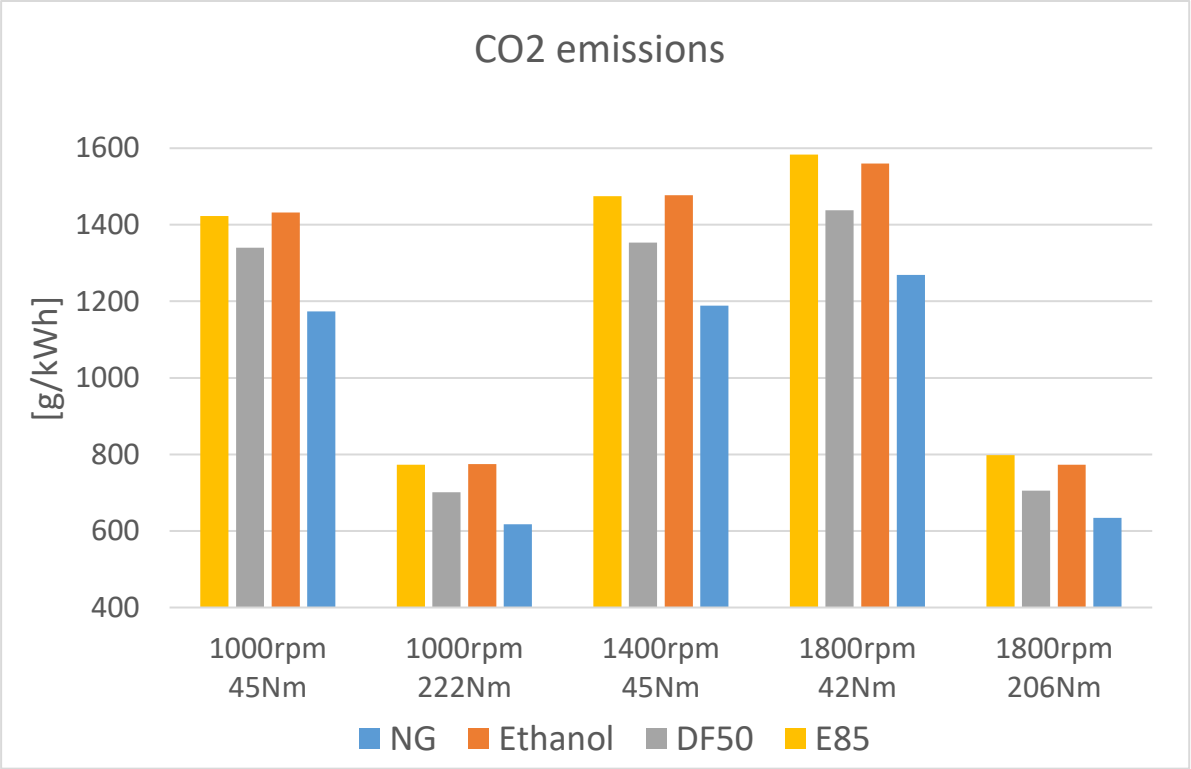


Figure 56: CO<sub>2</sub> emissions on NTE test points.

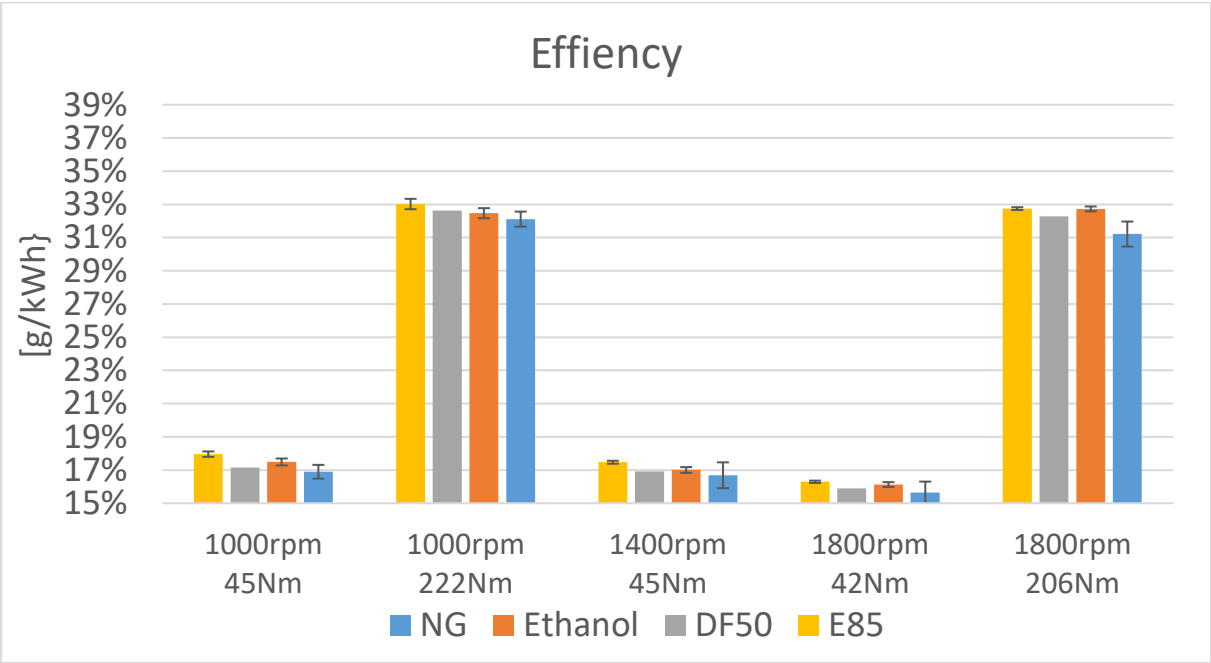


Figure 57: Efficiency on NTE test points.

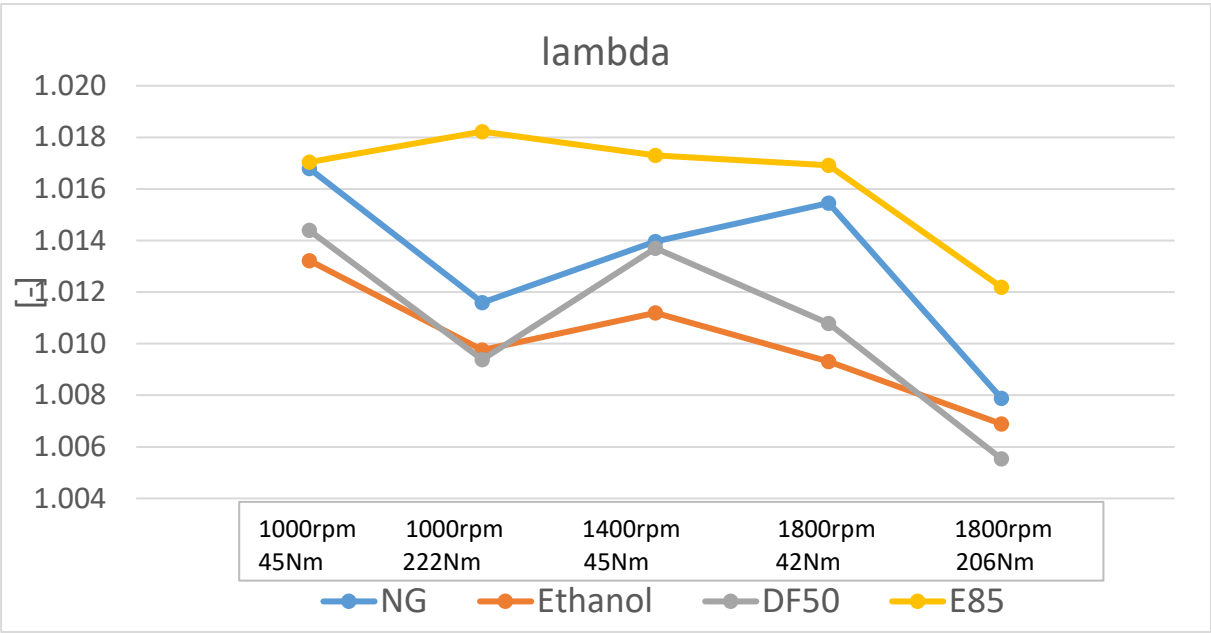


Figure 58: Lambda on NTE test points.

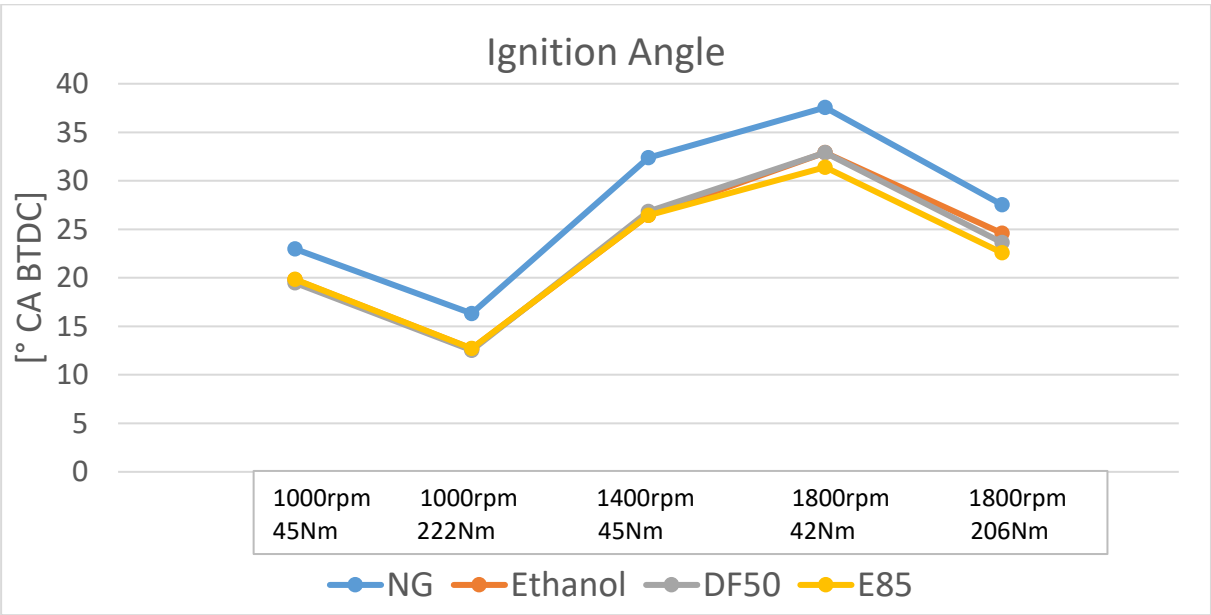


Figure 59: Ignition angle on NTE test points.

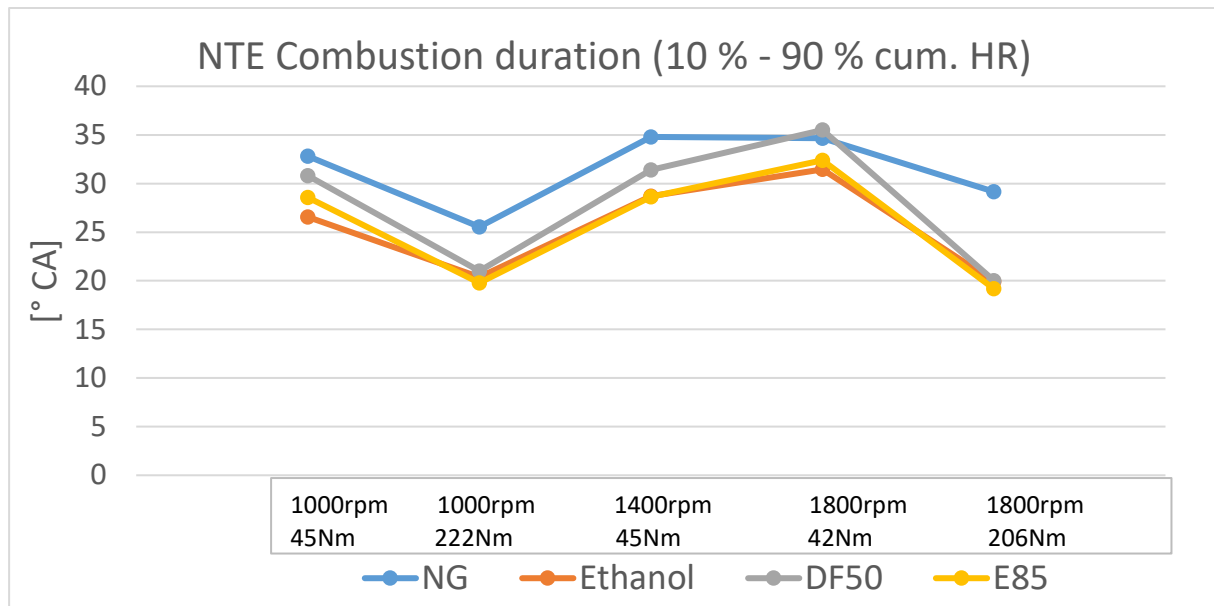


Figure 60: Combustion duration on NTE test points.

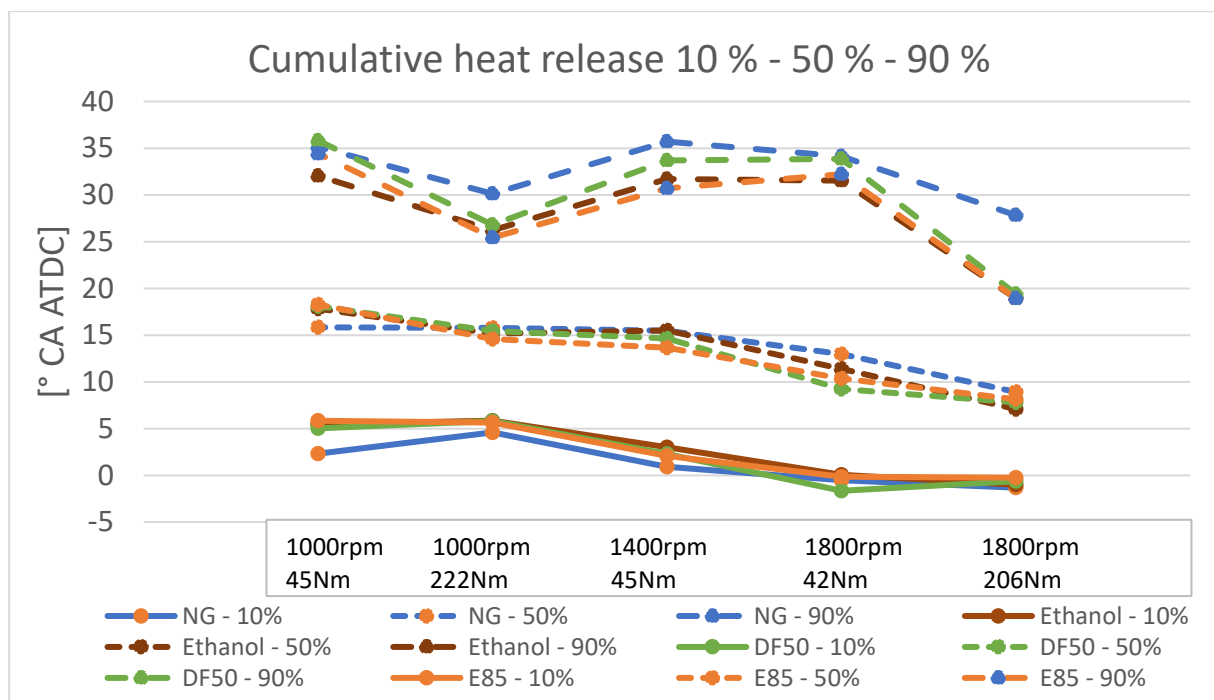


Figure 61: Cumulative heat release on NTE test points.



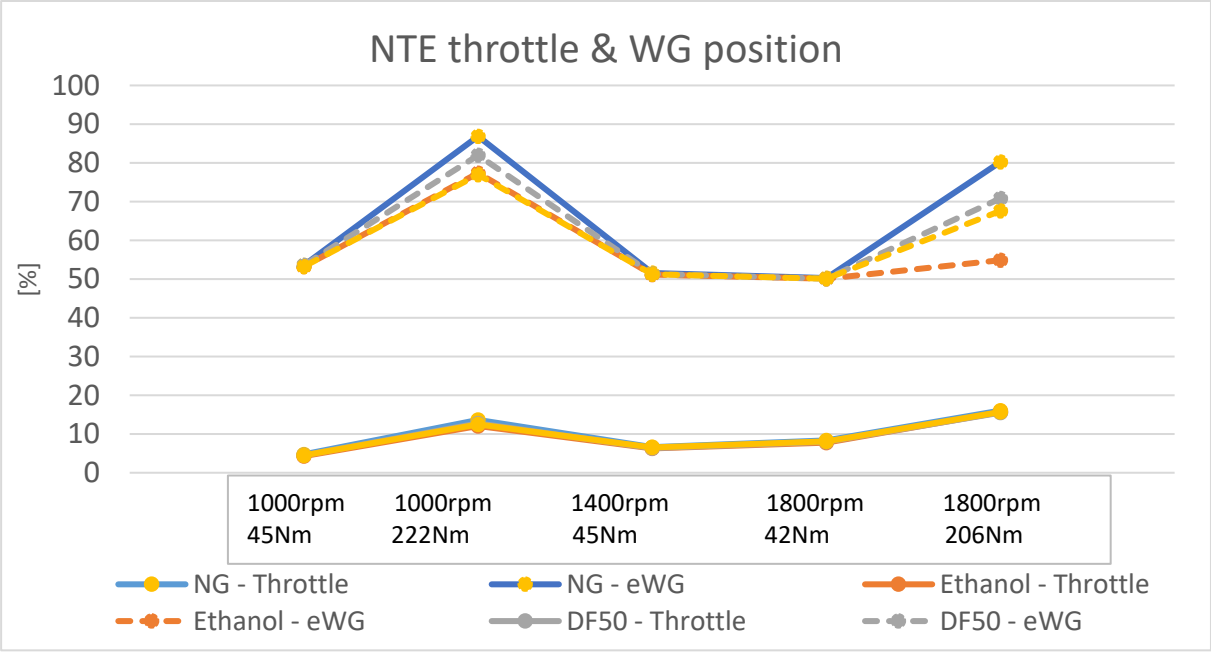


Figure 62: Throttle and eWG position on NTE test points.

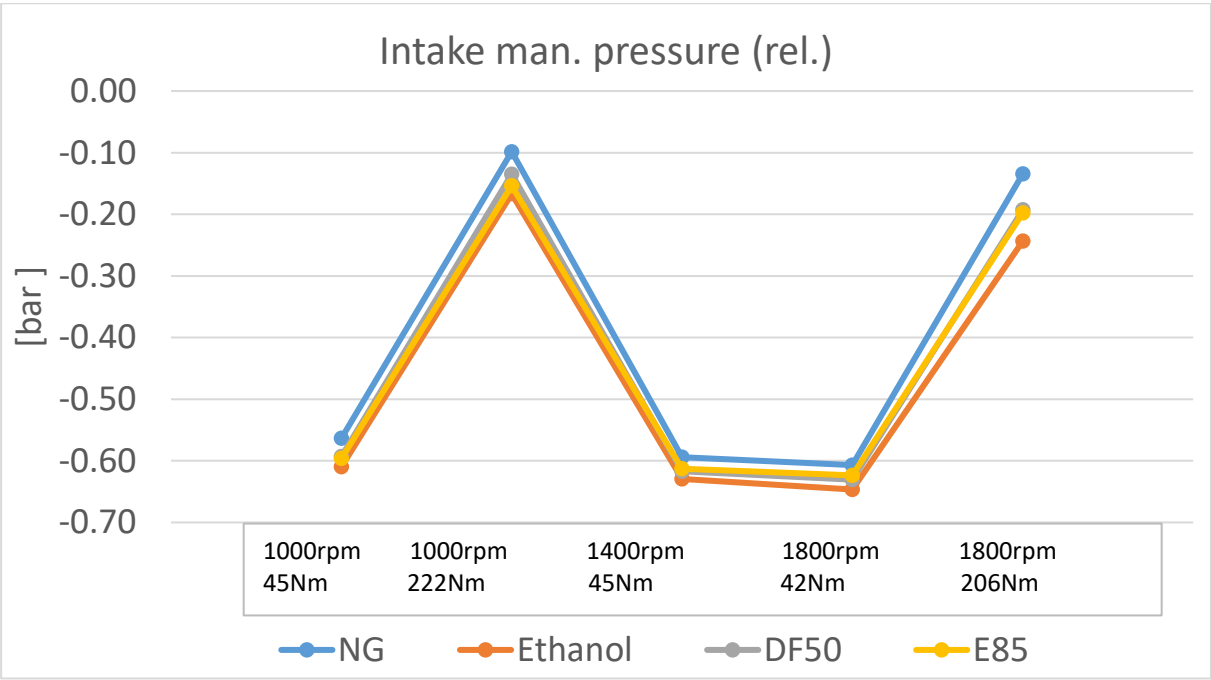


Figure 63: Intake manifold pressure on NTE test points.

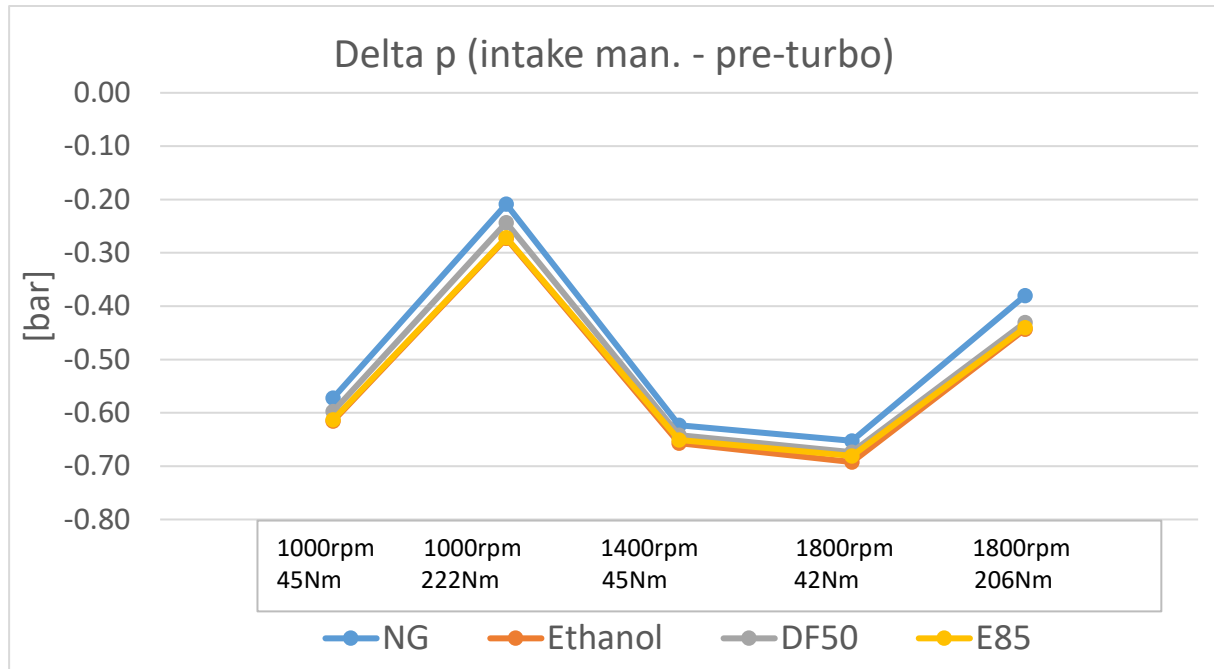


Figure 64: Pressure difference intake - exhaust manifold on NTE test points.

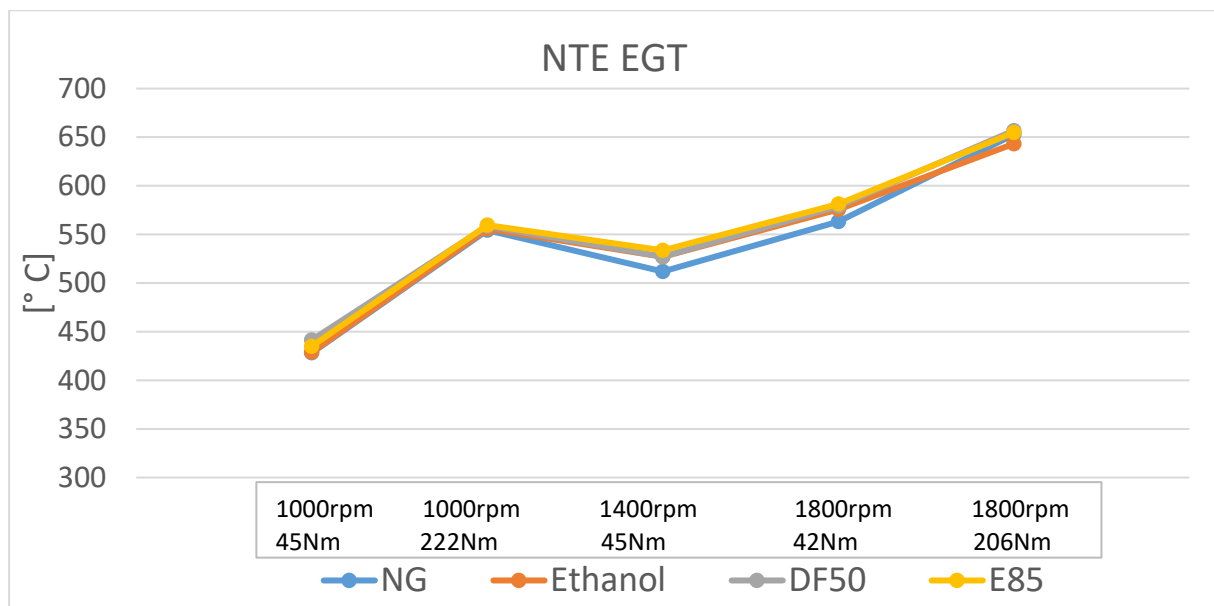


Figure 65: Exhaust gas temperature on NTE test points.

### 6.3.6 Discussion of Not-to-Exceed results

On NTE test points the calibration was not optimized fully due to project tight schedule. Therefore results should be considered more as an indicative values for showing the engine potentiality with each fuels.

### NO<sub>x</sub> emissions

In most of the NTE test points the lambda setting in Figure 58 was too high. This resulted high NO<sub>x</sub> emissions as can be seen in Figure 52 and thus low conversion efficiency in TWC (Figure 53). In test point 1800 rpm and 206Nm load lambda setting was closer to optimum and NO<sub>x</sub>

emissions were under 0.01 g/kWh with all the fuel options. Results suggest that low NO<sub>x</sub> emissions can be achieved also in low load conditions when the calibration is optimized as can be seen with DF50 mode and ethanol in test point 1800 rpm and 42 Nm and from ethanol in test point 1400 rpm and 45 Nm.

### **CO, HC and CH<sub>4</sub> emissions**

CO emissions are well under the legislative limit value of 5.0 g/kWh in each NTE test point, see Figure 55. The reason is high lambda (Figure 58) value which mean surplus oxygen content in the exhaust gas and thus good oxidation of CO emissions to CO<sub>2</sub> emissions. However, CH<sub>4</sub> emissions in Figure 54 are high for NG in most of the test points (except the point in 1800rpm&206Nm) due to too high lambda value. Unburned CH<sub>4</sub> is also a challenging compound to oxidize in lower temperature as can be seen in test point 1000rpm and 45 Nm. Ethanol based fuels (E85 and ethanol) are rather well oxidize even with higher lambda values.

### **Efficiency and CO<sub>2</sub> emissions**

The differences regarding efficiency were similar in NRSC test points, see Figure 57. E85 and ethanol had practically equally ca. 1 % to 5 % higher efficiency compared to NG and DF50 mode. NG allowed highest ignition advance also in these part load test points (Figure 57), but this did not translate into the best efficiency. Ethanol, E85 and DF mode allowed practically equivalent ignition advance to be used. However, despite the around 3° to 6° CA later ignition advance compared to NG, had ethanol and E85 earliest 90 % cumulative heat release point, see Figure 61. This is explained by the faster flame speed propagation as explained before and can also be seen from the combustion duration in Figure 60.

Throttle position was the equal for each fuel options, see Figure 62. The torque was adjusted in 50 % load points (1000rpm&222Nm and 1800rpm&206Nm) by adjusting the wastegate position. Due to differences in fuel stoichiometry and LHV, the requires air mass and thus charge air pressure are slightly different for each fuel. This can be seen in Figure 63 (especially high load points). In part load conditions, the pressure difference between intake and exhaust manifold were constantly negative, see Figure 64.

#### **6.3.7 Results of lull load**

Full load results are presented in this section. In Figure 66 to Figure 69 emission results are presented. Engine CO<sub>2</sub> emissions and efficiency is presented in Figure 70 and Figure 71. Main control parameter values, combustion duration, charge air pressure and exhaust gas temperature are presented in Figure 72 to Figure 79.

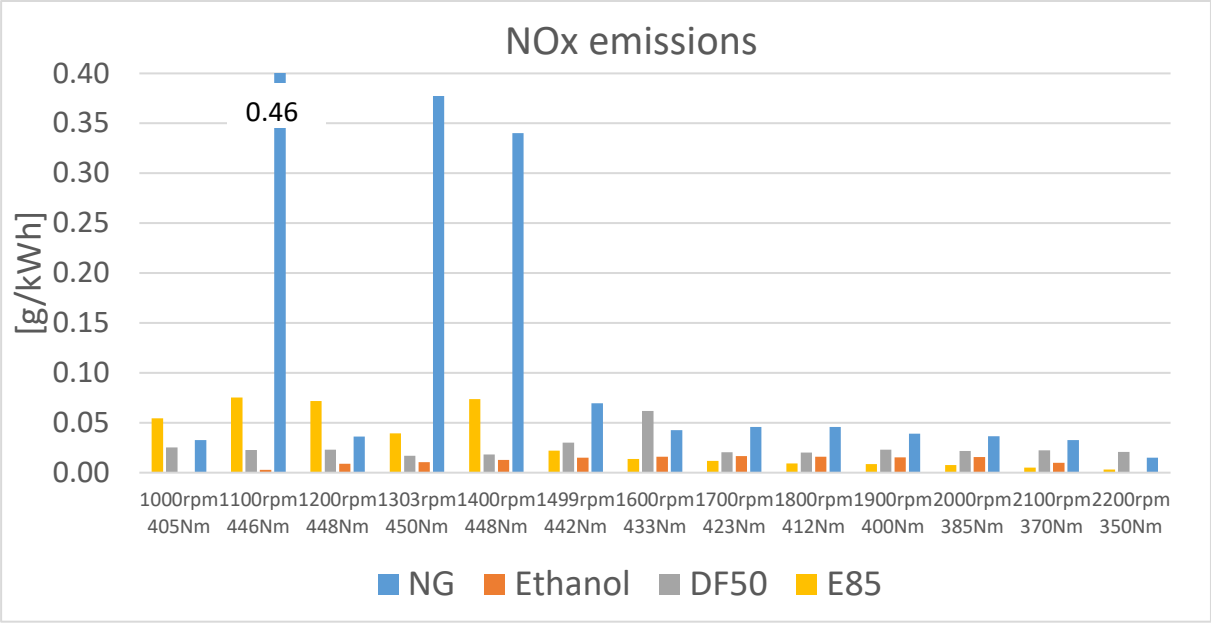


Figure 66: NO<sub>x</sub> emissions on full load curve.

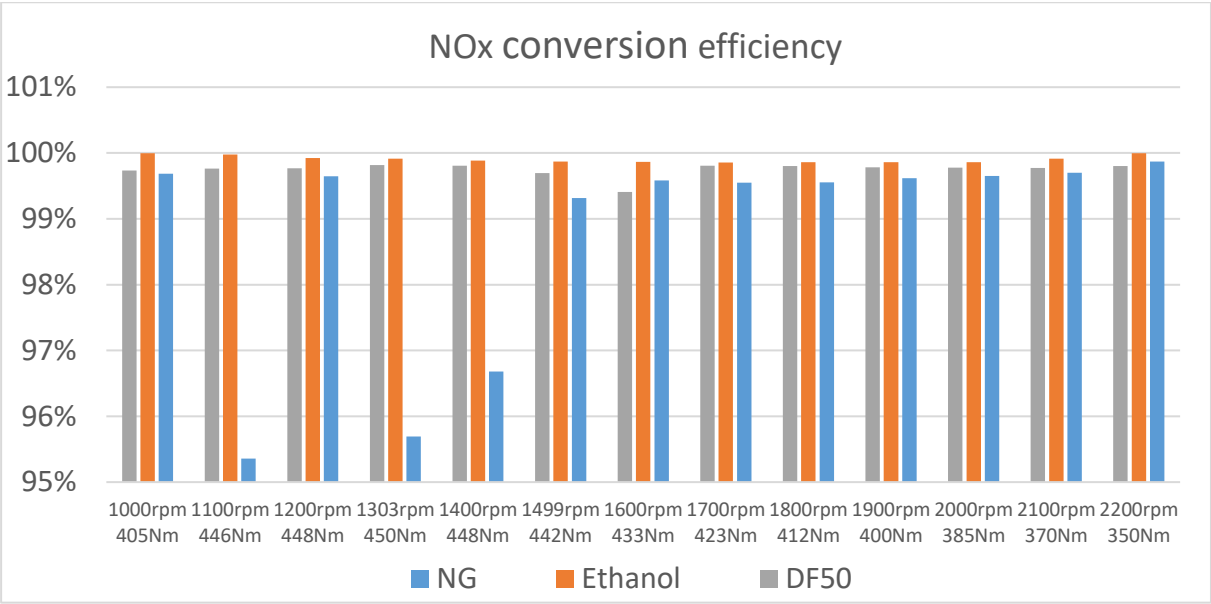


Figure 67: NO<sub>x</sub> conversion efficiency on full load curve.

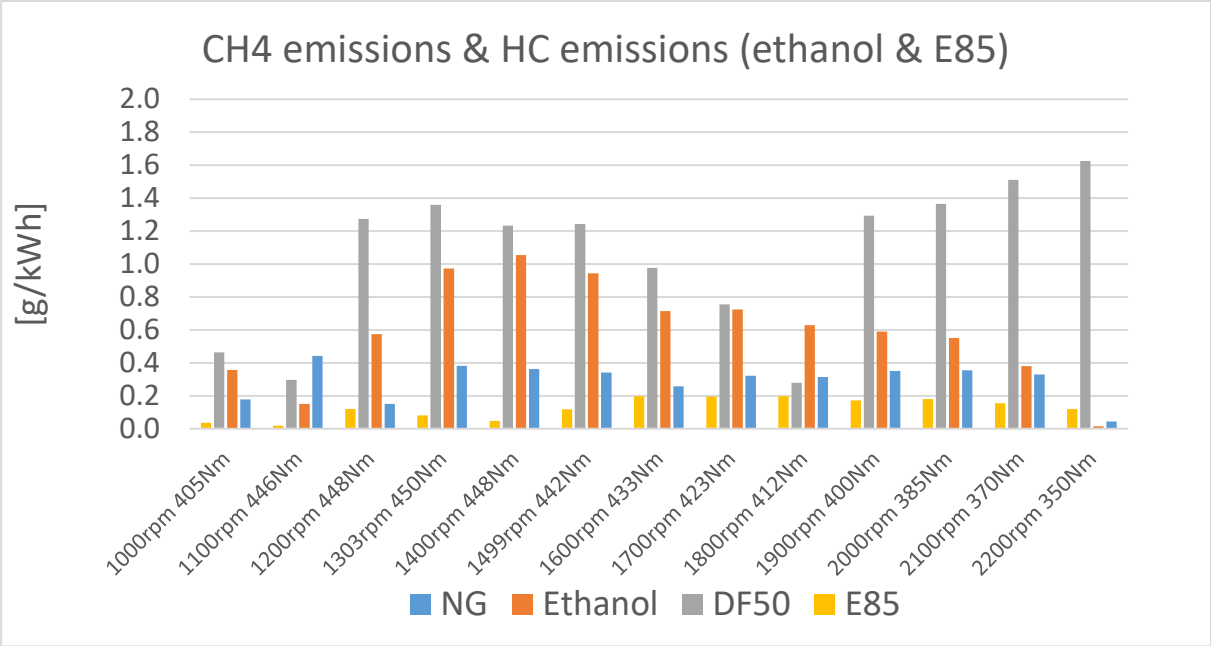


Figure 68: CH<sub>4</sub> and HC emissions on full load curve.

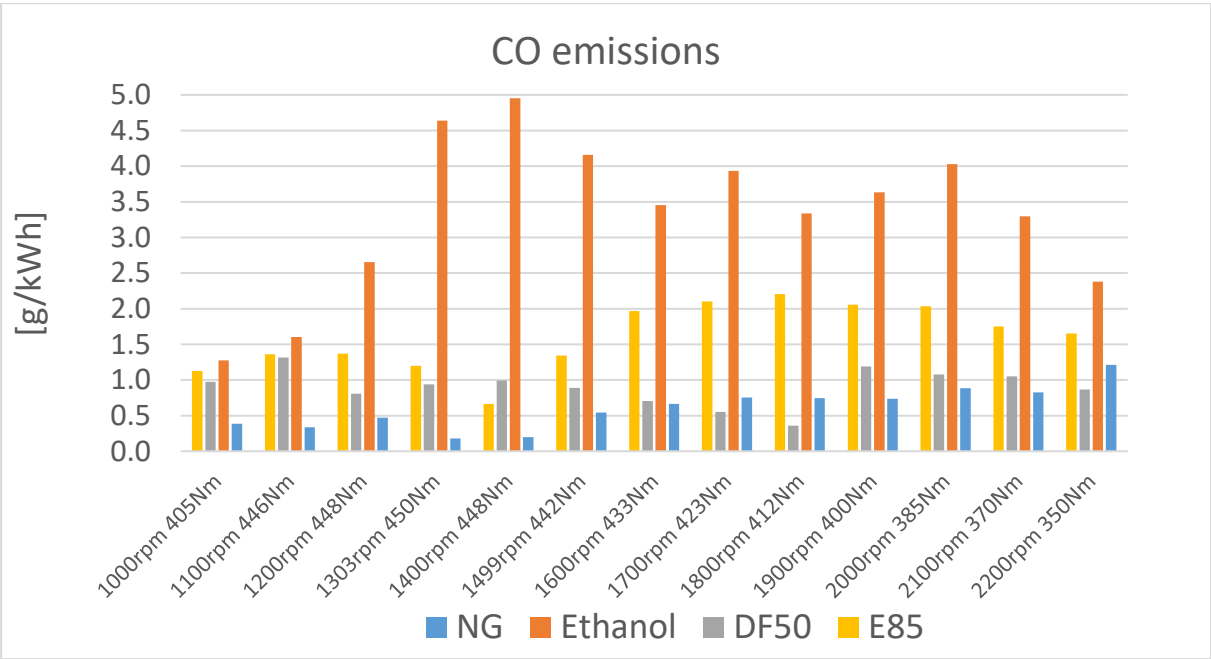


Figure 69: CO emissions on full load curve.

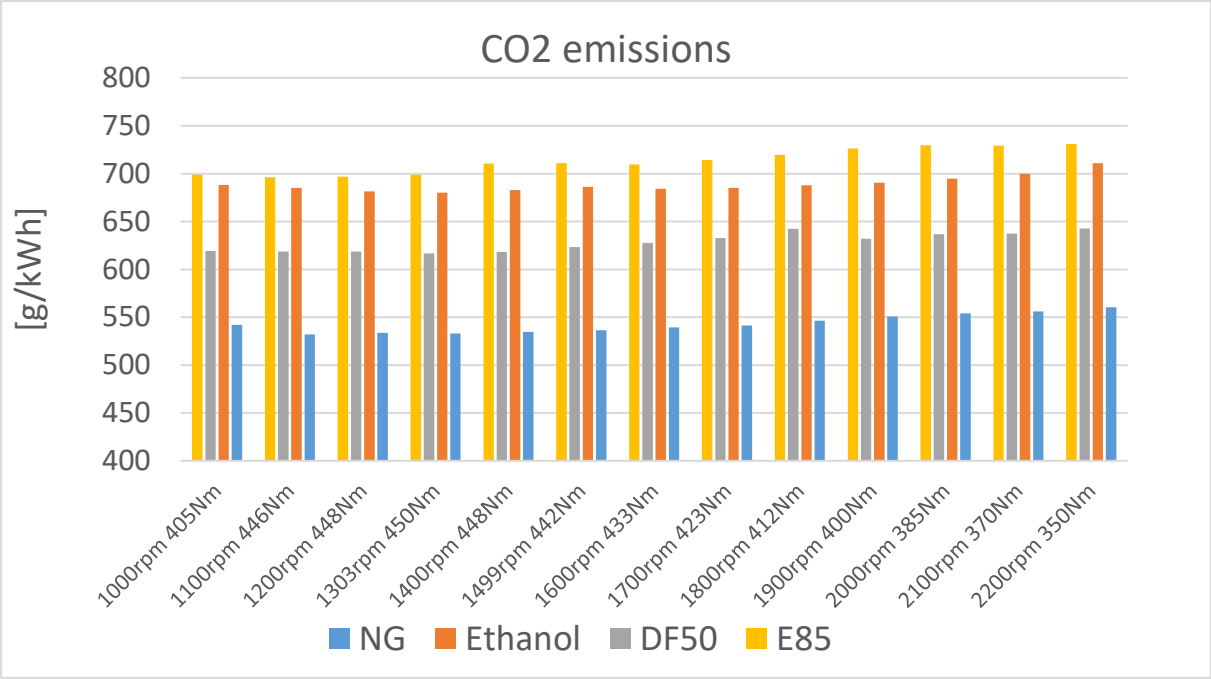


Figure 70: CO<sub>2</sub> emissions on full load curve.

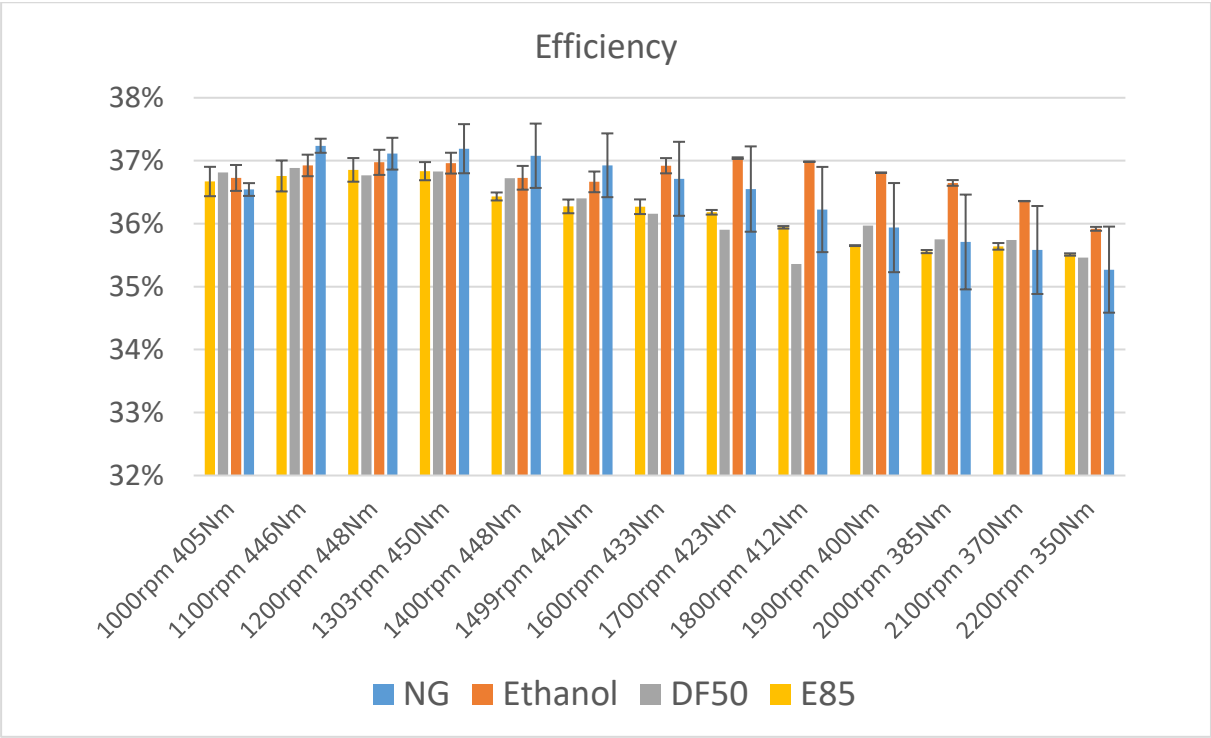


Figure 71: Engine efficiency on full load curve.

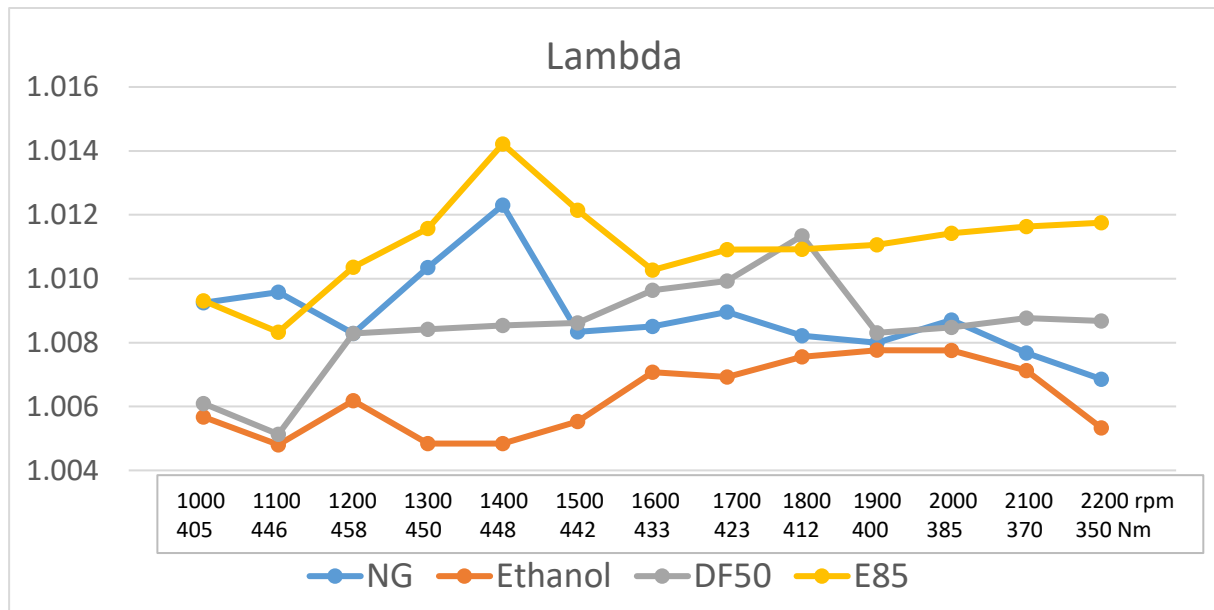


Figure 72: Lambda on full load curve.

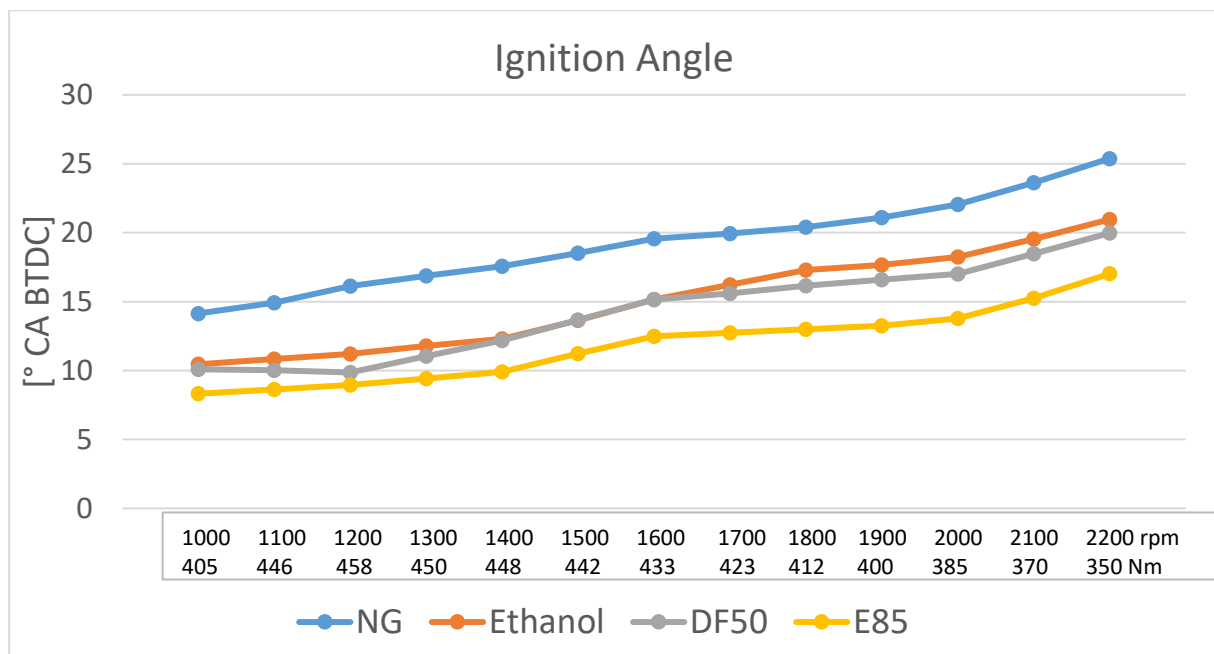


Figure 73: Ignition angle on full load.

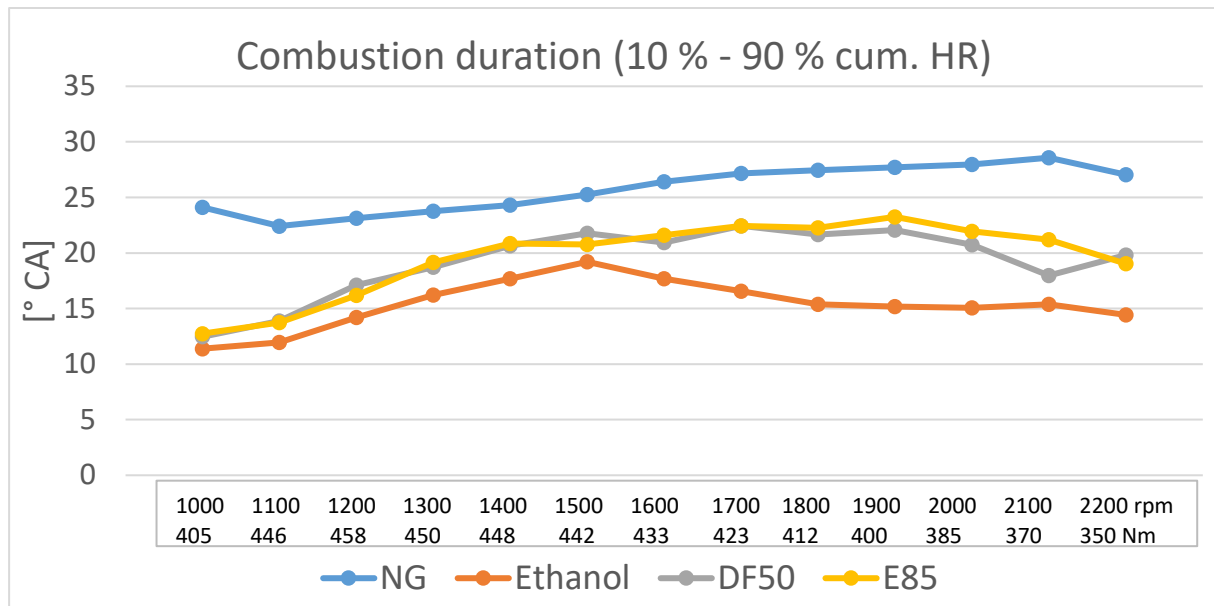


Figure 74: Combustion duration on full load.

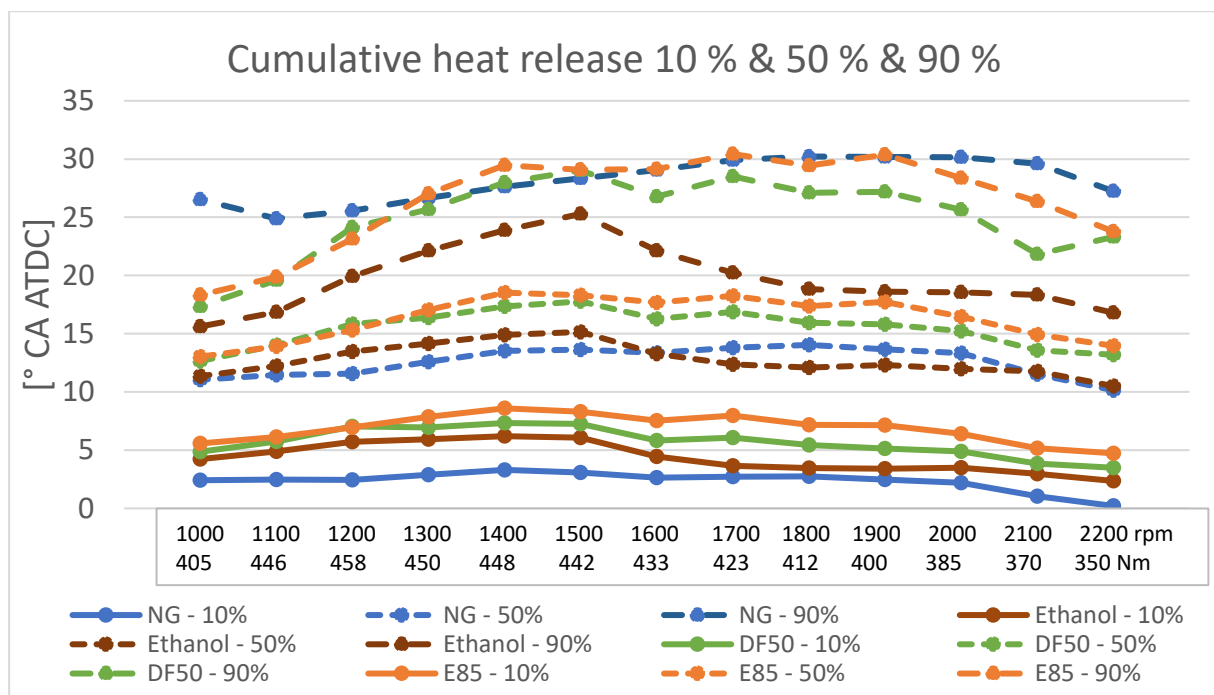


Figure 75: Cumulative heat release on full load.



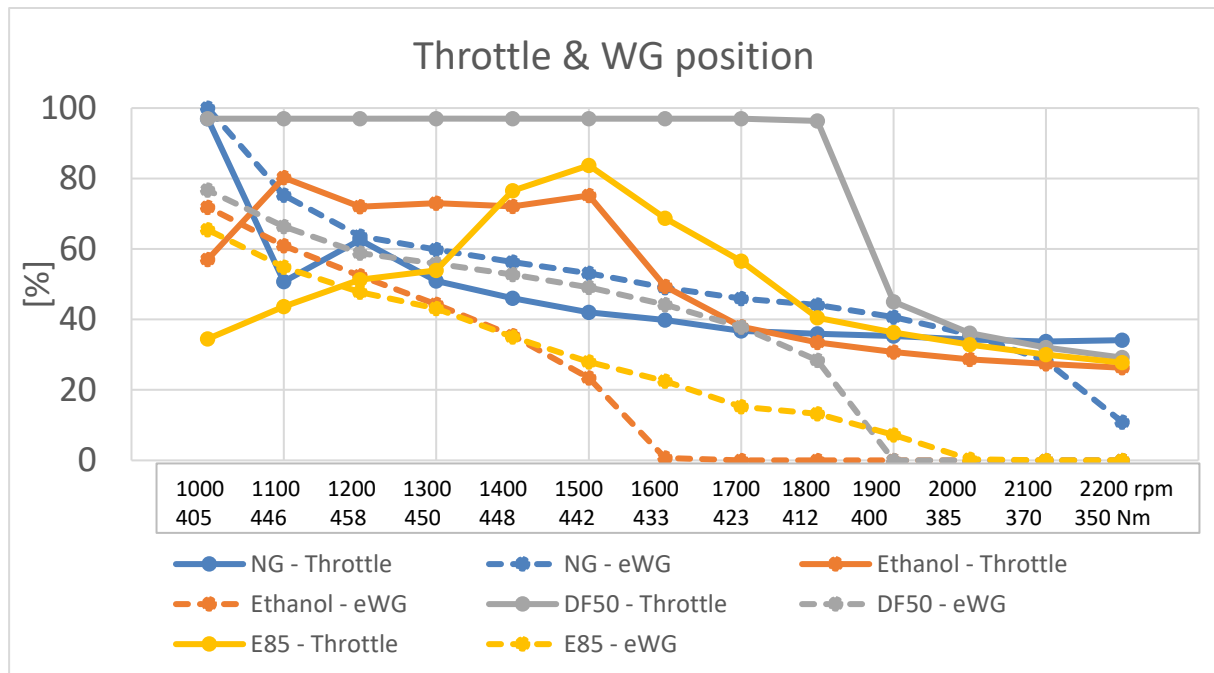


Figure 76: Throttle and eWG position on full load.

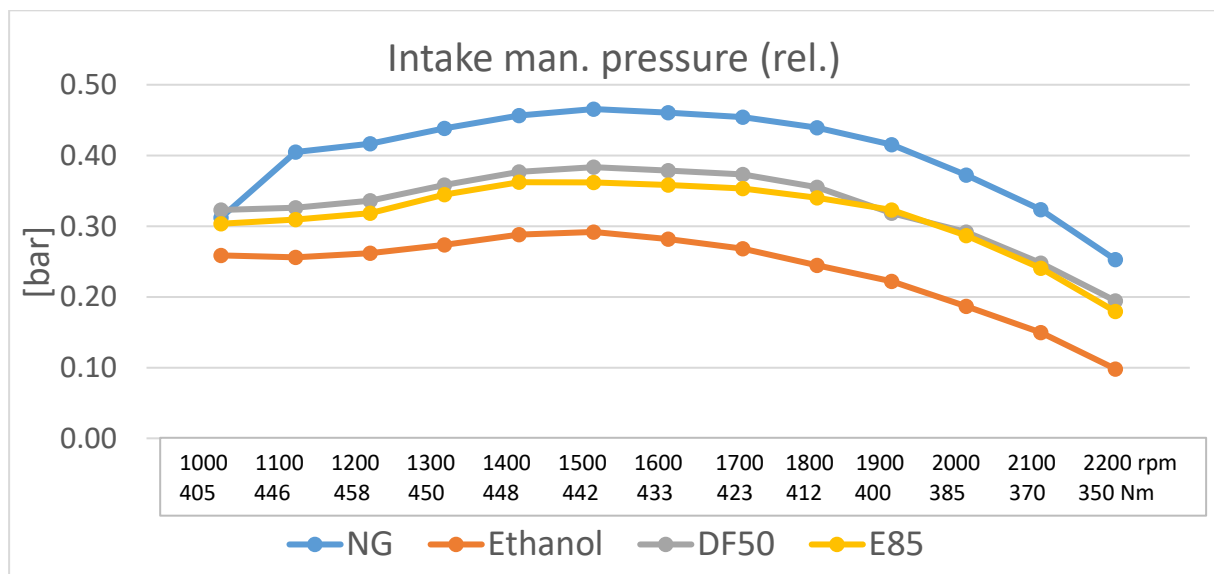


Figure 77: Intake manifold pressure on full load.

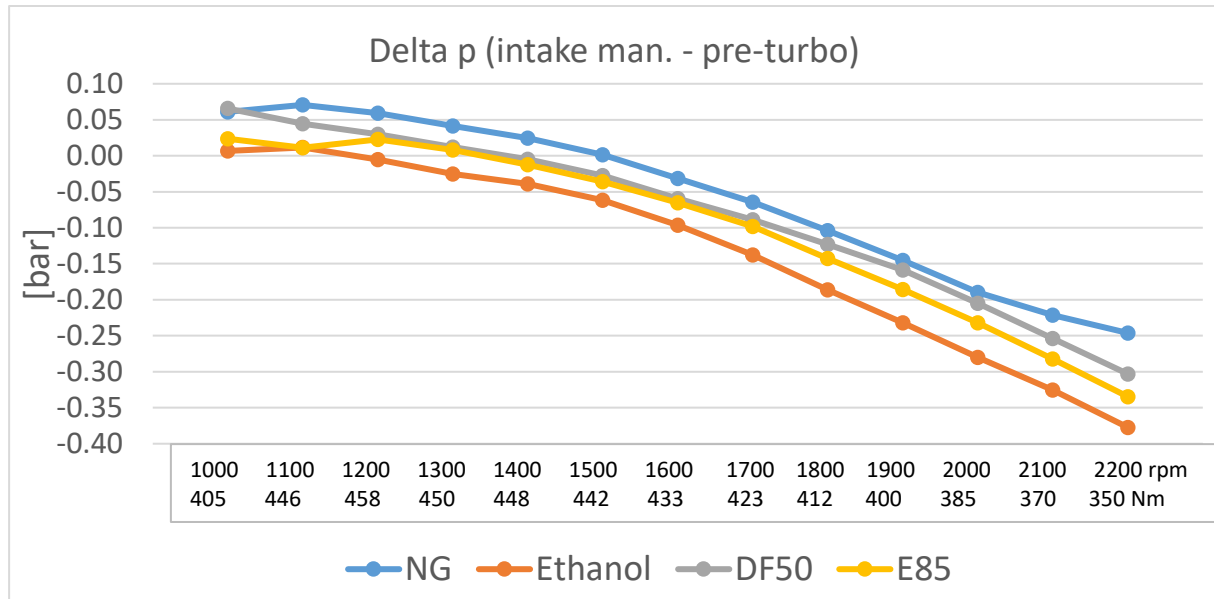


Figure 78: Pressure difference between intake and exhaust manifold on full load.

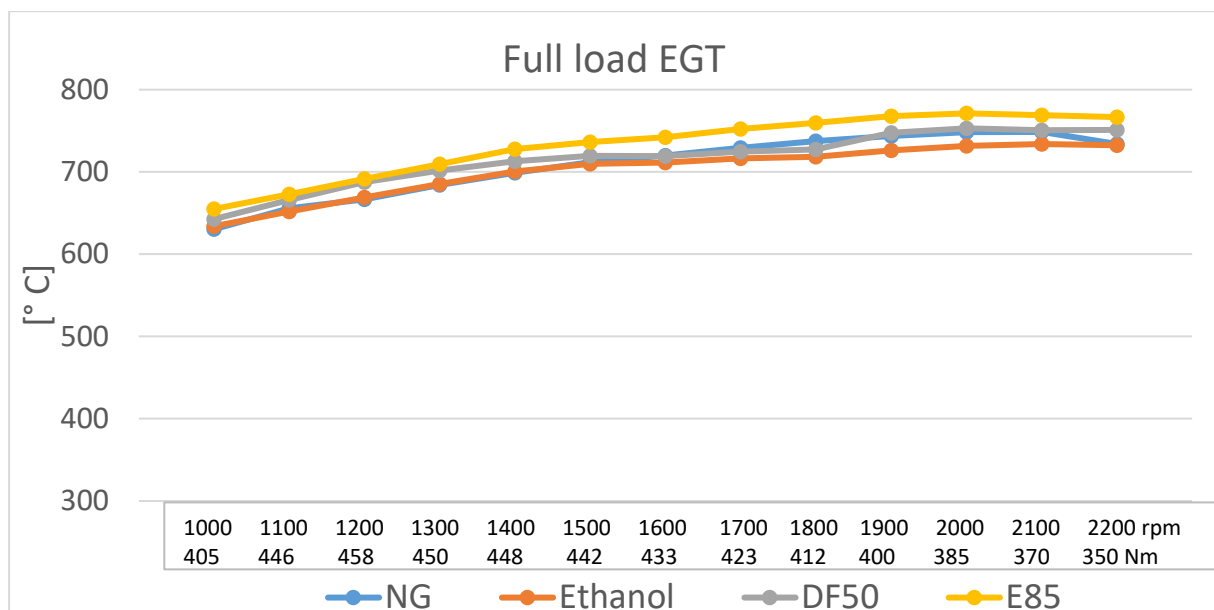


Figure 79: Exhaust gas temperature on full load.

### 6.3.8 Discussions of full load results

#### NO<sub>x</sub> emissions

Figure 66 indicates that low NO<sub>x</sub> emissions are generally possible to achieve with all fuel options on full load. In most of the operation points NO<sub>x</sub> emissions below 0.05 g/kWh were obtained. In full load test points at 1100rpm, 1300rpm and 1400rpm the fuel mixture (Figure 72) was slightly leaner than in other points for NG and this can be seen in elevated NO<sub>x</sub> emissions and in lower NO<sub>x</sub> conversion efficiency, as seen in Figure 67. For ethanol and DF50 mode the NO<sub>x</sub> conversion efficiency is above 99 % and even up to 99.9 % efficiencies were obtained in some test points.

## CO, HC and CH<sub>4</sub> emissions

CO emissions below the legislative limit value were possible to achieve with all fuel options, see Figure 69. Although with ethanol CO emissions were in some test points close to the limit value.

With the applied calibration low CH<sub>4</sub> emissions were able to achieve for the NG. Emissions were well below the legislative limit value of 1.85 g/kWh, see Figure 68. However, in case of DF50 % mode CH<sub>4</sub> emissions were ranging from close to zero up to 1.63 g/kWh which is clearly over the limit value of 1.015 g/kWh. Similarly, with ethanol and applied calibration HC emissions were high and clearly over the limit value of 0.19 g/kWh. E85 had HC emissions close to the limit value.

In a summary, the above presented results show that higher emphasis is needed for parameter optimization for reducing the HC and CH<sub>4</sub> emissions to pass the required emission limit value. However, it is anticipated that by utilizing the lambda oscillation and improved calibration would it allow TWC to operate with higher conversion efficiencies and thus lead to lower emissions.

## Efficiency and CO<sub>2</sub> emissions

The results show that ethanol provides best efficiency on full load in most of the test points, see Figure 71. Especially from 1600rpm onwards until 2200rpm, ethanol had clearly the highest efficiency. The explanation can be found from the cumulative heat release in Figure 75 and combustion duration in Figure 83. Ethanol had the earliest 50 % cumulative HR point together with NG and multiple degrees of CA earlier 90 % cumulative HR point compared to other fuels. Similarly for NG the highest ignition advance in Figure 59 and the earliest 50 % cumulative HR explains the best efficiency from 1100 rpm until 1500 rpm. E85 was identified to be the most sensitive for engine knocking. Thus, later ignition advance had to be used for E85 which can be seen in late 10 % and 50 % cumulative HR values compared to other fuel options and especially to ethanol. In DF50 mode similar efficiency was achieved as with E85. Again in DF50 mode the tendency for engine knocking was determined by the auto-ignition characteristics of ethanol not NG. Therefore later ignition advance had to be used compared to NG only mode.

Figure 70 shows that NG provides 14 % (DF mode) to 27 % (E85) lower CO<sub>2</sub> emissions compared to other fuels. This is explained by the high LHV and favorable hydrogen to carbon ratio of NG. In contrary, E85 and ethanol had the highest CO<sub>2</sub> emissions of all the tested fuels.

Throttle and wastegate position in Figure 76 shows that individual calibration had to be used for each fuel option. For NG the throttle had to be fully open and eWG fully closed for achieving the target torque at 1000rpm. For E85, ethanol and DF50 mode wastegate was opened and throttle position was calibrated individually for each fuel. At the higher engine speed wastegate had to be fully open for the E85, ethanol and DF50 mode to restrict the torque on the target level.

Figure 85 shows that NG required the highest intake manifold pressure to be used and for ethanol the lowest. The reason for is that due to the highest stoichiometric air-fuel ratio requires NG most air for combustion ( $\text{kg}_{\text{air}}/\text{MJ}_{\text{fuel}}$ ). In case of ethanol the required air mass for stoichiometric combustion is the lowest. Pressure difference between the intake and exhaust manifold in Figure 78 shows that the engine operates most of the full load curve with negative pressure difference and the difference varies significantly depending on the fuel.

The lowest exhaust gas temperature was obtained with the ethanol, see Figure 79. DF50 mode and NG had slightly higher temperature and E85 had highest exhaust gas temperature throughout the full load curve. The results are explained by the 50 % cumulative HR point and efficiency obtained with each fuel.

Overall, the results suggest that each fuel can be optimized for fulfilling the Stage V legislative limit values for gaseous emissions components examined. Additionally, slight differences in engine efficiency exist between the given fuel options. However, with a more detailed calibration the differences observed in this study may be reduced.

### 6.3.9 Elevated engine torque

In the final step, a short test for examination for finding the boundary conditions i.e. maximum achievable torque, engine tendency to knock, efficiency was performed with NG. The idea was to investigate the full potentiality and restrictions of the engine. This information could be used in next development phases.

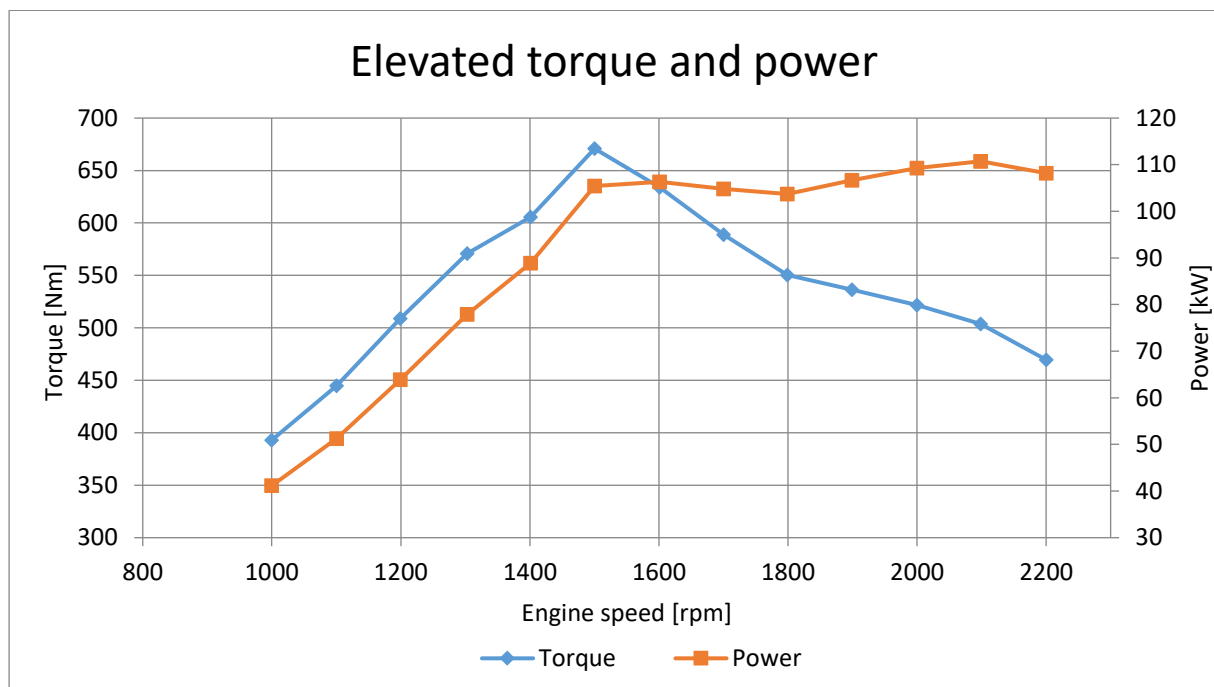


Figure 80: Elevated torque and power.

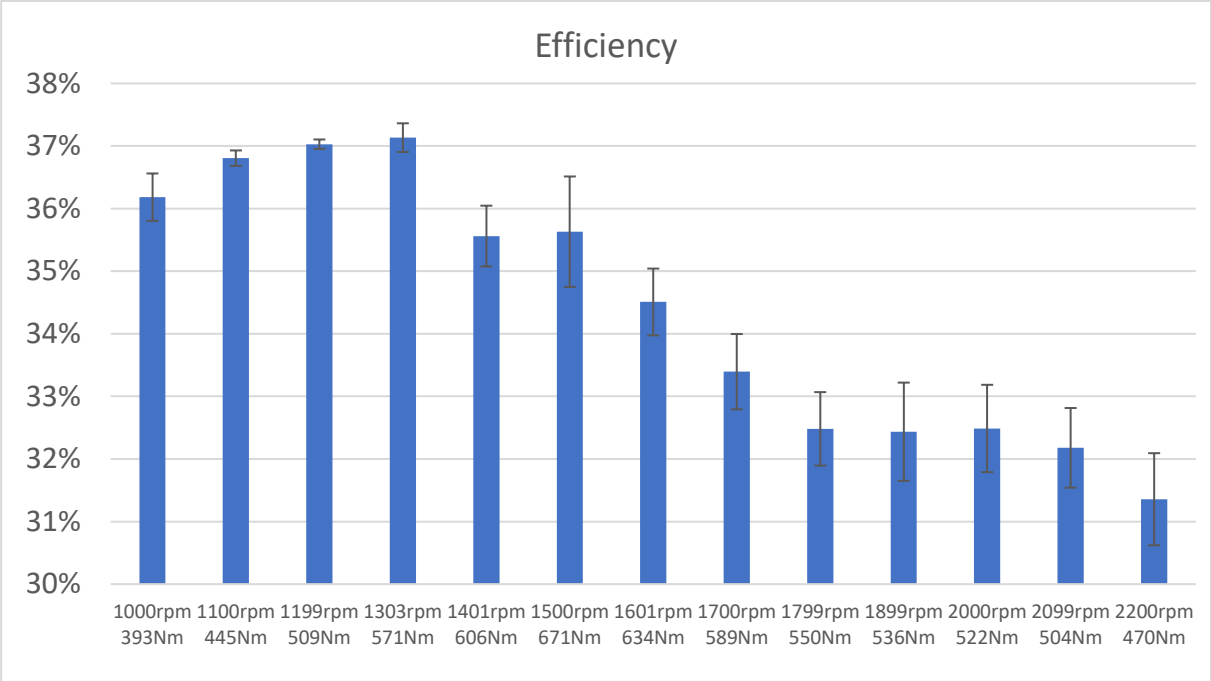


Figure 81: Efficiency on elevated torque curve.

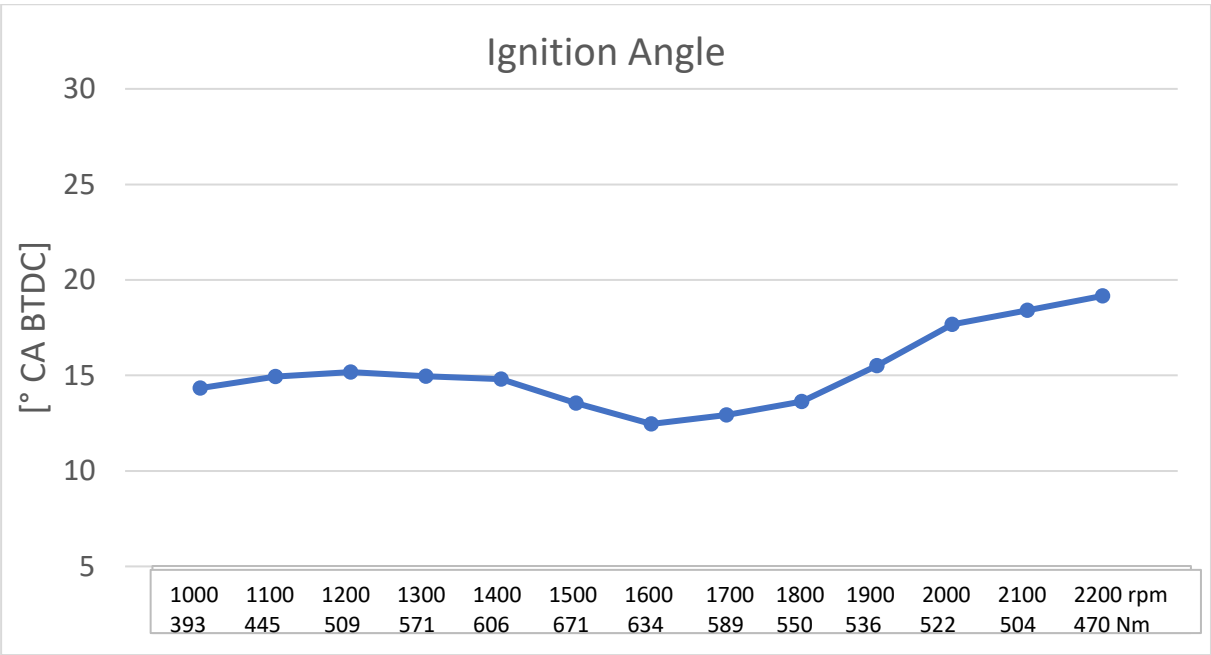


Figure 82: Ignition angle on elevated torque.

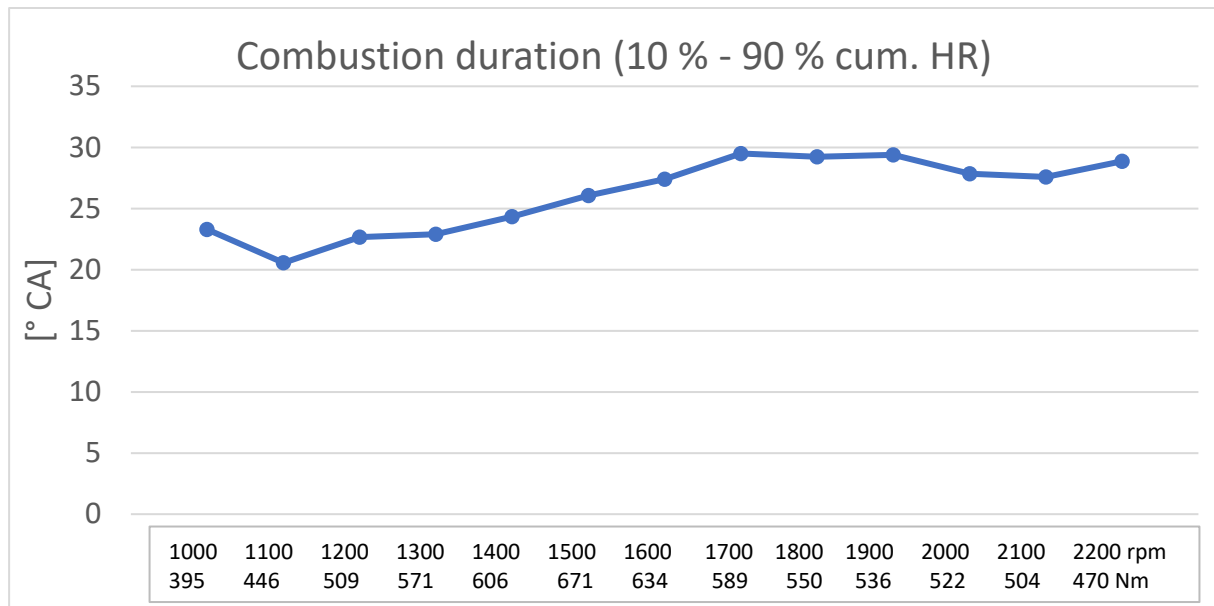


Figure 83: Combustion duration on elevated torque.

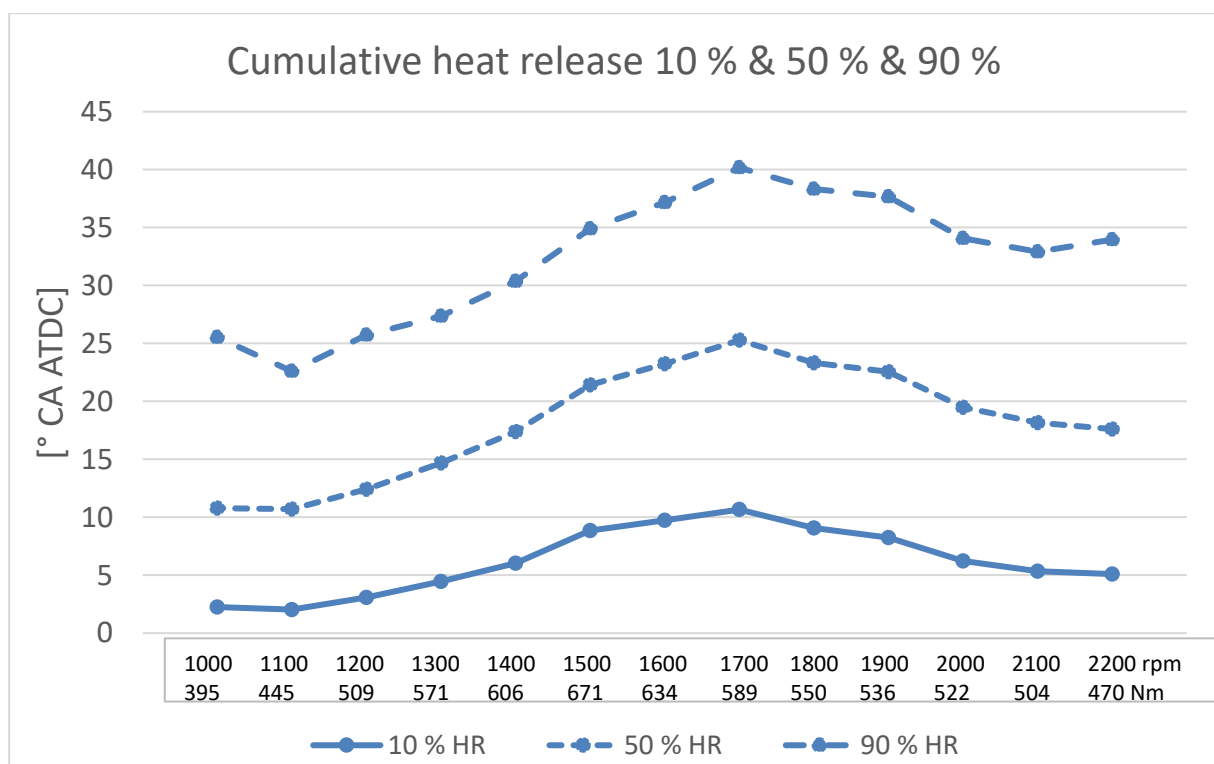


Figure 84: Cumulative heat release on elevated torque.

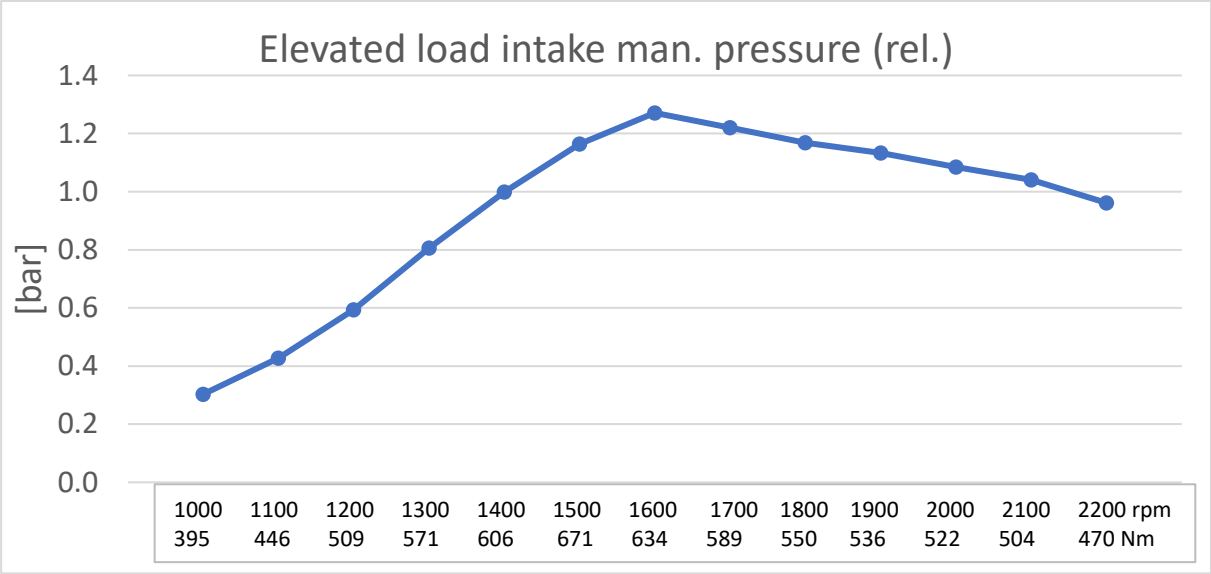


Figure 85: Intake manifold pressure on elevated torque.

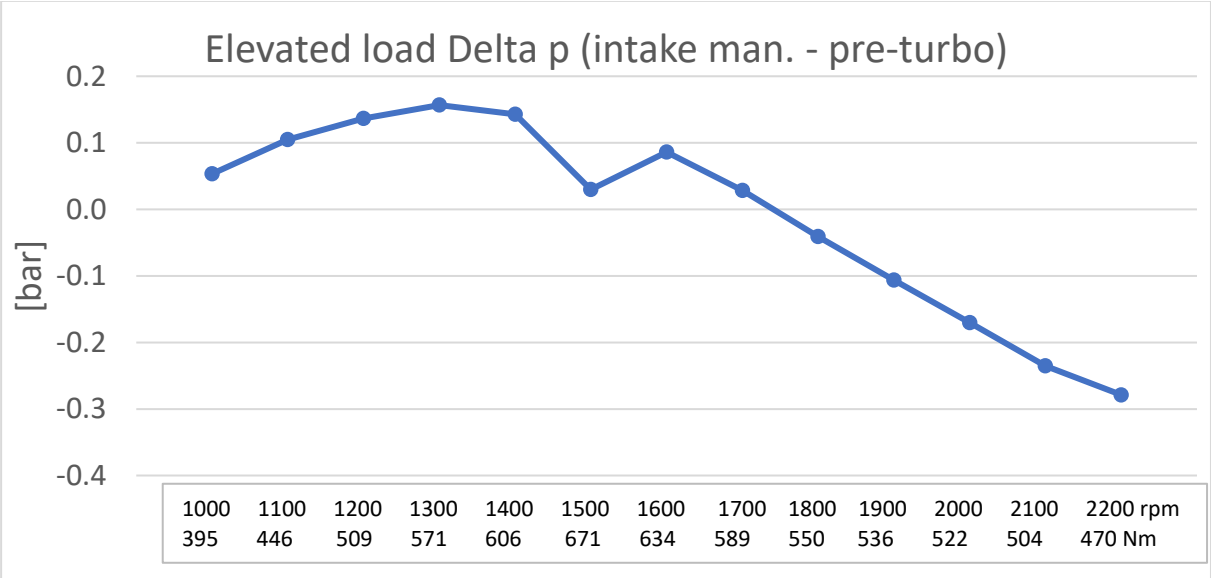


Figure 86: Delta p on elevated torque.

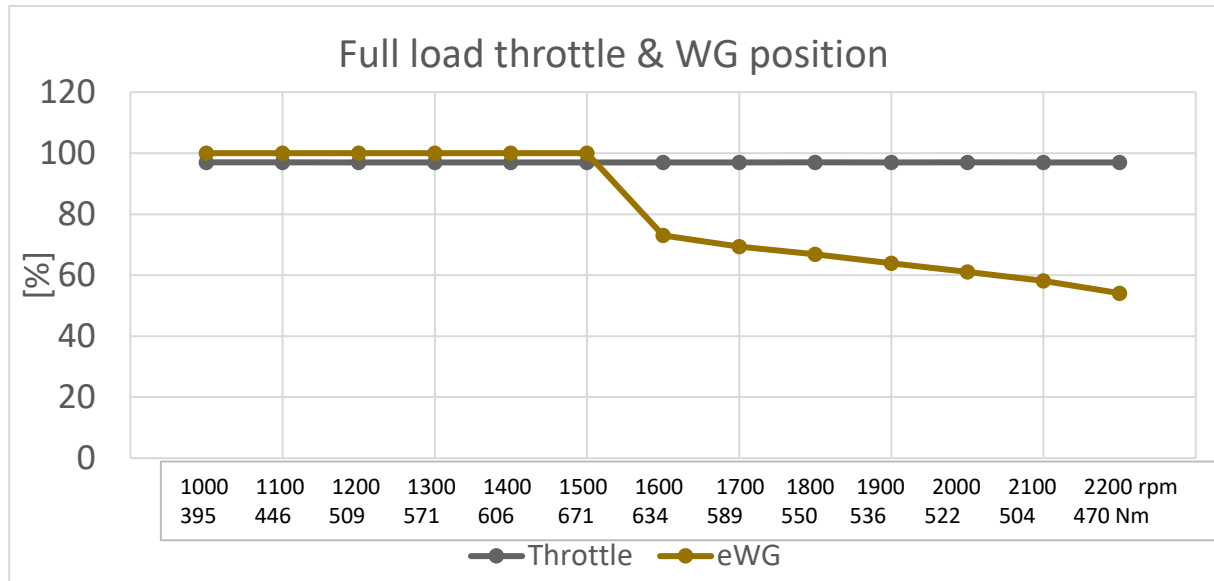


Figure 87: Throttle and eWG position on elevated torque.

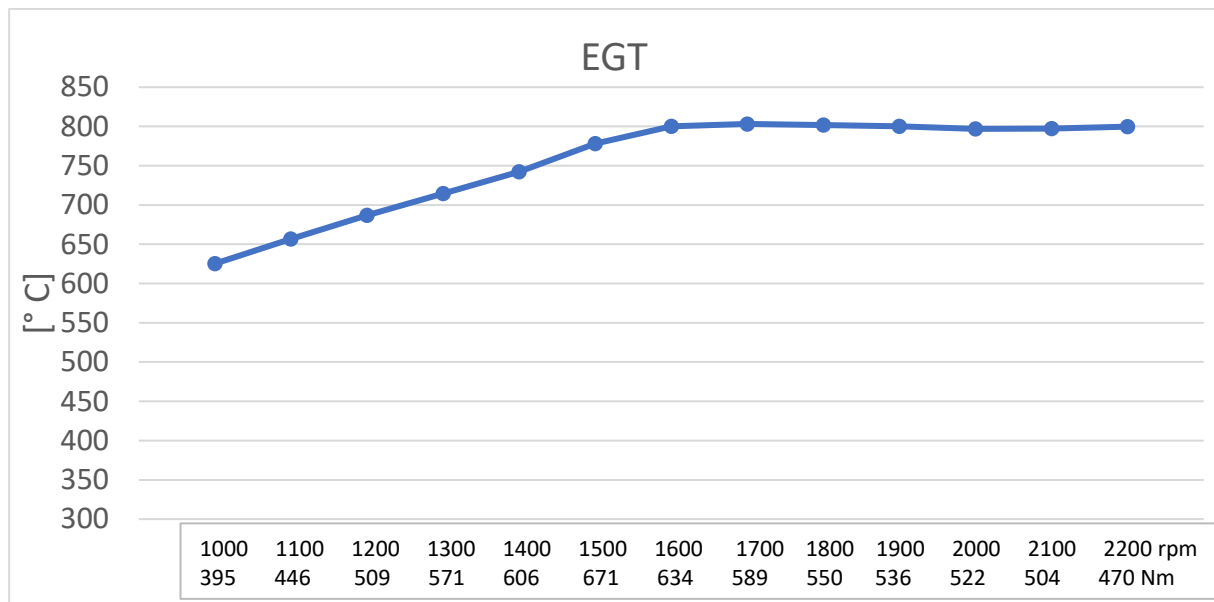


Figure 88: Exhaust gas temperature on elevated torque.

#### 6.3.10 Discussions of full load results

Elevated torque curve was calibrated against exhaust gas temperature limit value of 800 °C in exhaust manifold, see Figure 88. During the examination for maximum torque curve engine showed increasing tendency for engine knocking. Due to heavy engine knocking the ignition angle had to be reversed multiple degrees of CA from the settings in original torque curve, see Figure 82. Later ignition angle shifted the centre point of the combustion i.e. 50 % cumulative HR, multiple degrees of CA later phase, see Figure 84. Eventually this can be seen as reduced engine efficiency, see Figure 81, which is multiple percentage points lower in higher engine speeds.

Wastgate position in Figure 87 suggest that the turbocharger could provide even more air as the eWG had to be opened from 1600 rpm onwards.



Overall, the results suggest that high tendency for engine knocking is restricting the increase in torque from the level that was used in the project. As a counter measure for engine knocking an external cooled exhaust gas recirculation (EGR) would be beneficial if higher torque levels are desired. High tendency for engine knock force later ignition angles to be used which leads to low efficiency and high exhaust gas temperature. Cooled EGR would reduce the engine tendency for knock and thus allow higher ignition advance to be used. As described in section 5.2.4, engine had oil leakage into the cylinder. This might had also intensifying effect on engine knocking especially on high load conditions in case of glowing soot particles.

Results also suggest that even higher torque curve from 1600 rpm onwards could be achieved if the tendency for engine knock is reduced i.e. use of EGR and engine constructional improvements which reduce tendency for knock.

### 6.3.11 Comparison with diesel engine

In this section comparison of CO<sub>2</sub> emissions and efficiency against Stage IV and Stage IIIA 2015<sup>24</sup> diesel engines are presented. The diesel engines used for comparison are four cylinder engines with swept volume of same order of magnitude as the SI engine used in this project. Stage IV diesel engine was equipped with DOC, SCR and DPF exhaust aftertreatment device. The Stage IIIA diesel engine did not have EAT for emissions reduction. Both diesel engines had different torque curve compared to the SI engine examined in this project. Therefore, results are presented as based on the break mean effective pressure (bmep). Mode specific BMEP is shown in the horizontal axis title for each engine type.

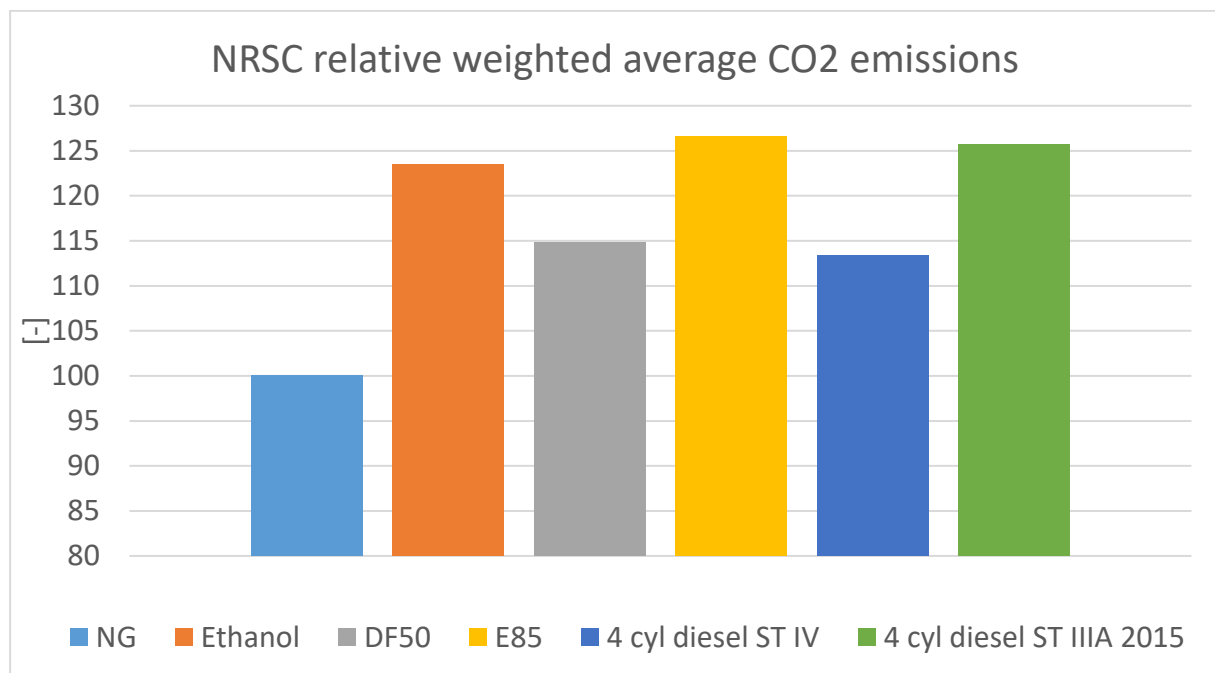


Figure 89: Comparison of relative weighted average CO<sub>2</sub> emissions against Stage IIIA and Stage IV four cylinder diesel engine. SI engine with NG represents the 100%.

<sup>24</sup> Stage IIIA based legislation is currently in force for example in Brazil and China. 2015 Stage IIIA diesel engine has modern fuel injection equipment, combustion system and turbochargers compared to the originals used in Europe when the legislation was in force during years 2006-2011.

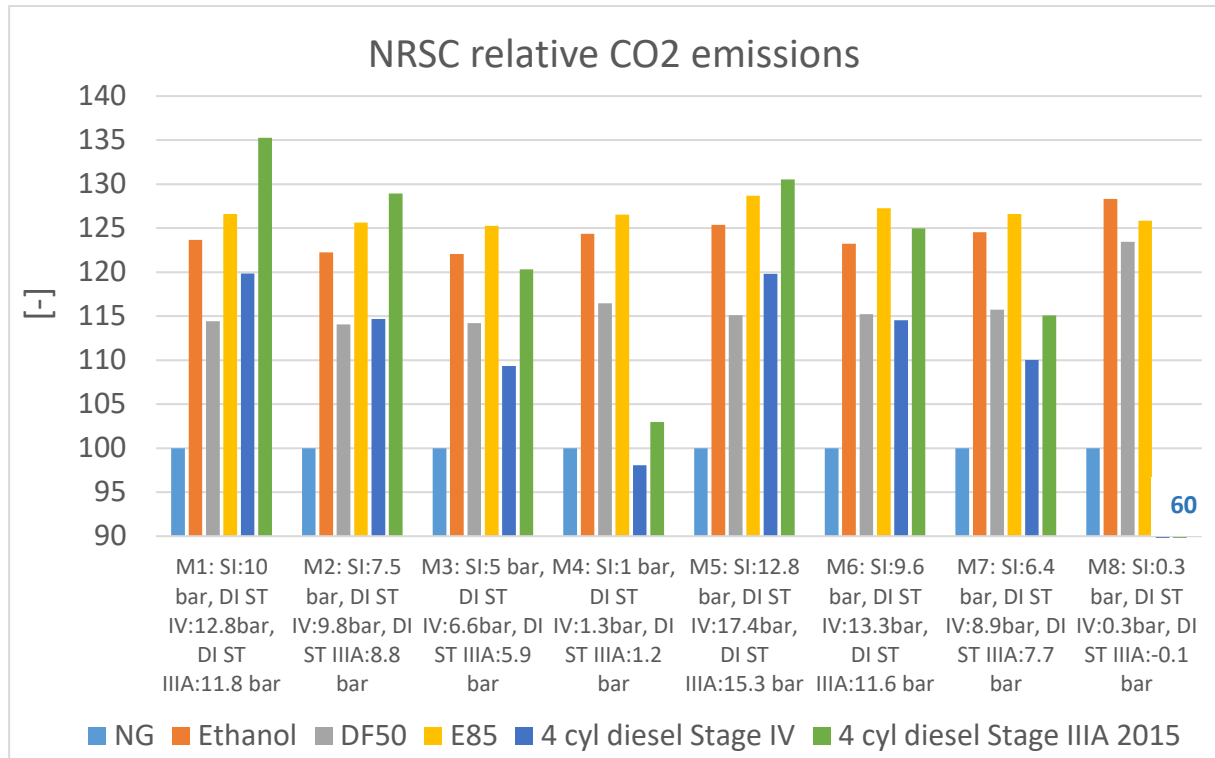


Figure 90: Comparison of relative CO<sub>2</sub> emissions against Stage IIIA and Stage IV four cylinder diesel engines. SI engine with NG represents the 100 %. Mode specific BMEP is shown in the horizontal axis title.

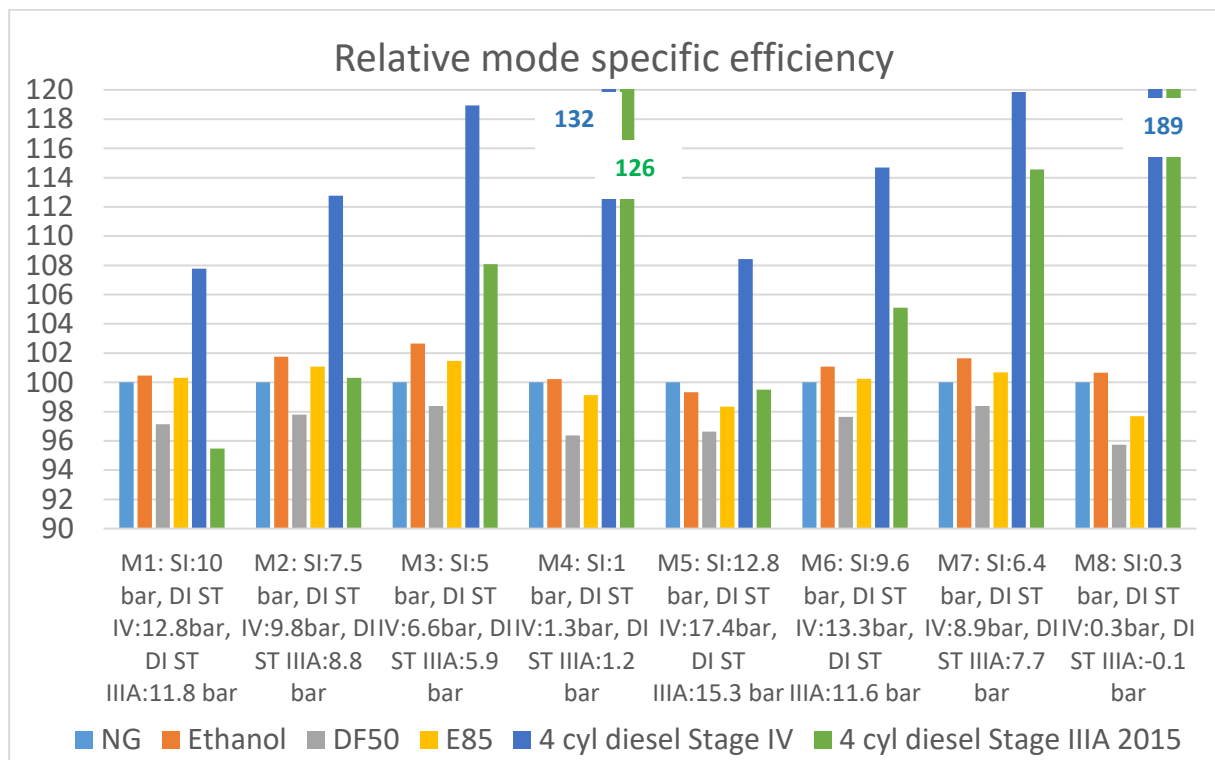


Figure 91: Comparison of relative efficiency against Stage IIIA and Stage IV four cylinder diesel engines. SI engine with NG represents the 100 %. Mode specific BMEP is shown in the horizontal axis title.

Relative weighted average results on NRSC in Figure 89 suggest that an SI engine with NG has roughly 12 % lower CO<sub>2</sub> emissions compared to Stage IV and almost 26 % lower CO<sub>2</sub> emissions compared to Stage IIIA diesel engine. With ethanol and E85 SI engine does not provide any benefit. However, SI engine with ethanol and E85 provides in NRSC similar CO<sub>2</sub> emissions as Stage IIIA diesel engine.

Mode specific CO<sub>2</sub> emissions and efficiency results shown in Figure 90 and Figure 91 indicate that SI engine with NG has lower CO<sub>2</sub> emissions in each test point compared to both diesel counterparts except the low load test point M4 and idling (M8). Efficiency of Stage IV diesel is depending of the loading 8 % to 32 % higher compared to SI engine with NG, ethanol or E85. Interestingly, the efficiency of the SI engine is similar or even slightly better in high load test points M1 and M5 compared to Stage IIIA diesel. On part load test points Stage IIIA diesel engine has up to 26 % (M4) higher efficiency.

The comparison could be summarized so that SI engine with NG provides fairly good option for reducing CO<sub>2</sub> emissions when fossil fuels are considered. SI engine with ethanol and E85 provides similar average CO<sub>2</sub> emissions compared to Stage IIIA diesel engine. Stage IV diesel engine has clearly higher efficiency and thus better fuel economy compared to SI engine with examined fuel options. However, compared to Stage IIIA diesel engine provides SI engine more alike efficiency.

## 6.4 Review of premixed dual-fuel diesel-methane technology

The purpose of this review was to examine the future potentiality of premixed dual-fuel diesel-methane technology in different applications. Original review was written in Finnish language and can be found in Appendix D.

Based on the literature review it appears that applications utilizing premixed dual-fuel diesel-methane combustion will be restricted in the engines used in marine sector and power generation. In such applications methane-diesel DF-technology provides fairly good alternative for diesel engines equipped with advanced exhaust aftertreatment technologies as SCR. The reason for this is that premixed dual-fuel combustion has diesel-like efficiency and clearly lower NO<sub>x</sub> and soot emissions and in general no SO<sub>x</sub> emission<sup>25</sup>.

In the countries with the most stringent emission regulations, such as Europe and USA, it appears that premixed dual-fuel diesel-methane engines will not be introduced anymore. The main reasons are high HC emissions, incremental price, complicated engine control software and low diesel substitute rate. However, in the on-road HDV sector, the high pressure direct injection (HPDI) dual-fuel technology provides an interesting option for CO<sub>2</sub> emissions reduction. In addition, HPDI technology allows the use of wide range of different combustion modes such as direct injection dual-fuel (DF) and reactivity controlled compression ignition (RCCI).

It is highly anticipated that premixed dual-fuel methane-diesel combustion will not be introduced in non-road HDV sector. The reason is that the engine technology used for non-road vehicles is following rather closely the technology paths used in on-road HDV's. In addition, the non-road engines share majority of the same engine and fuel injection equipment components. Thus, most probably there will not be introduced new technologies only for non-road sector.

---

<sup>25</sup> LNG does not include sulphur.

## 7. Summary

---

BioMet2020 project was funded by the Business Finland which is the Finnish government organization for innovation funding and trade, travel and investment promotion. Project was started in April 2018 and finished in June 2020. Project encompasses companies from biogas production to biogas plants engineering and from non-road engine and aftertreatment device OEM's to non-road machinery OEMS's. Participating companies were AGCO Power, Dinex Finland, Doranova, Jepuan Biokaasu, Valtra and Vilakone. VTT was the only party performing research in the public research project. In addition, AGCO Power and Dinex Finland had own company projects. Representative from Ministry of Agriculture and Forestry of Finland was also invited participating in project steering group as an observer.

BioMet2020 project solved the challenges those are related to usage of biogas in vehicles. Those challenges were approached with three different research topics:

- Research and develop further a novel biogas purification concept developed at VTT
- Perform a literature review of different storage methods for methane in intermediate and vehicular storage
- Research the performance and potential of bi-fuel methane-ethanol spark-ignition (SI) heavy-duty engine for NRMM purposes

In addition, a brief review of premixed dual-fuel methane-diesel combustion engines were conducted. Objective of this review was to identify if the premixed dual-fuel combustion concept could be a potential future option.

Project included literature review, simulation and modelling and experimental research. Experiments of Novel biogas upgrade concept were performed in laboratory scale and in larger so called pilot scale at VTT. Bi-fuel SI ethanol-methane engine research was performed in engine research laboratory at VTT.

The novel biogas purification concept showed great results and potential. The process can achieve good CO<sub>2</sub> recovery ration even at atmospheric pressure, particularly if after purification is used. In addition, the soda solution can also remove hydrogen sulphide from the raw biogas.

In the pilot scale tests system was tested at TRL 4 as a continuous process. Tests were made with the gas containing 40 vol-% of CO<sub>2</sub>, 60 vol-% of N<sub>2</sub> and 30 vol-% of CH<sub>4</sub>. CO<sub>2</sub> concentration under 4 vol-% was achieved in the product gas after the purification process and methane concentration around 0.4 vol-% in the CO<sub>2</sub> stream from the regeneration. These are equivalent to over 96 vol-% biomethane purity after the purification at 1 bar(a).

Developed concept would be particularly suitable for smaller scale purification plants, up to 50 Nm<sup>3</sup>/h of raw biogas. Cost estimate for a purification plant for 30 Nm<sup>3</sup>/h of raw biogas was made and compared with water scrubbing technology. In this category, the developed system investment cost could be 100 - 150 k€, when considering automation, piping, design etc. Operating costs could be around 9.7 €/MWh<sub>biomethane</sub>. Mature system has potentiality for achieving around 50 % lower investment costs and around 50 % lower operating costs compared to traditional water scrubbing technology.

Review of future methane storage technologies showed that there are not known new notable raw biogas storage technologies, which could increase the storage capacity remarkably. In high pressure storage systems for methane, some 20 - 25 % improvements in energy density [MJ/l] in 250 bar pressure compared to traditional cylinder shape vessels could be achieved in near future. In addition, new adsorbed natural gas technologies such as metal organic frames and activated carbon materials, are proven to provide same methane storage capacity at 50 bar (MOF) and 100 bar (AC) as traditional high pressure vessel at 250 bar.

Prices of high pressure vessels are estimated to be reduced up to 35 % in Europe and North-America in the near future. Cost of liquefied methane storage is estimated to decrease as much as 20 - 25 % by 2025 from the level in 2015.

A spark-ignited bi-fuel methane-ethanol engine operating with stoichiometric mixture and equipped with three-way catalyst was developed from a non-road diesel engine. An aftermarket engine control unit was used that was capable for closed-loop lambda control, but not for lambda oscillation functionality. This was a deliberate choice, considering that the cost of a more capable system would have been much higher.

The engine was tested with methane, ethanol, DF50 (methane 50 % and ethanol 50%) and with E85 fuels. Investigations for the best injection strategy showed that two injectors per cylinder for liquid fuel injection would provide the best engine efficiency and lowest engine out emissions. Injection only into swirl port provided the second best performance over the injection only into tangential port. The option of liquid fuel injection only into swirl port was selected in more detailed investigations with a three-way catalyst. This decision was reasoned by the fact that two injectors per cylinder would be too challenging installation-wise, and would increase costs over the one injector solution.

During the first tests rather high engine oil leakage into the cylinder was observed. This caused high particulate number (PN) emissions. However, during the project, there was no possibility to make development for engine components such as pistons and piston rings for reducing the oil leakage. Thus, investigations were focused on gaseous emissions.

Results showed that the developed spark-ignited bi-fuel methane-ethanol engine was capable for achieving  $\text{NO}_x$ , CO and HC emission levels well below the Stage V limit value on NRSC. With E85 and DF50 mode the engine demonstrated extremely low emissions. With NG, CO and  $\text{CH}_4$  emissions were well below the limit value, but  $\text{NO}_x$  emissions slightly over, due to high emissions in NRSC M4. With ethanol, also extremely low  $\text{NO}_x$  emission (0.03 g/kWh) and low CO emissions were achieved, but HC emissions were over the limit value. Efficiency-wise, ethanol and E85 provided slightly better results, even though methane allowed higher ignition advance to be used. The probable reason is the higher flame speed and thus faster combustion of the ethanol over methane gas.

The engine was also tested against its boundary conditions i.e. knock tendency and highest allowed exhaust manifold temperature of 800 °C. The objective of these tests was to identify the potential of the engine on the maximum achievable torque curve. Tests showed that the engine was capable of providing up to 50 % more torque at 1500 rpm and 34 % at rated speed. However, due to increased tendency for knocking, ignition timing had to be retarded markedly, which led reduced efficiency up to 11 % on higher engine speed where most reduced ignition timing was applied.

The results were also compared with the same size category Stage IV and Stage IIIA diesel engines. The NRSC cycle weighted average results suggested that SI engine with NG could provide around 12 % lower  $\text{CO}_2$  emissions compared to Stage IV and up to 26 % lower  $\text{CO}_2$  emission compared to Stage IIIA diesel engines. With ethanol and E85 similar  $\text{CO}_2$  emissions as Stage IIIA diesel can be achieved. SI engine with NG has around 8 % to 25 % lower efficiency compared to Stage IV diesel engine. However, depending on engine operation point it provides around 5 % better to around 20 % lower efficiency compared to Stage IIIA diesel engine.

## 8. Conclusions

---

It can be stated that BioMet2020 project achieved all the objectives set for the project. A novel biogas purification concept was developed and tested with results showing great potential of this concept. New technologies for methane storage was identified, and their potential was reported. Spark-ignited bi-fuel methane-ethanol engine operating with stoichiometric mixture and using three-way catalysts was developed and successfully tested against the Stage V legislative limit values.

For further development of the novel biogas purification concept more tests with actual biogas should be done for gaining the experience from the system performance in actual use. Some methane slip was observed during the pilot scale testing. Therefore, more detailed testing would be needed to optimize the system for lower methane slip. In addition, during the testing precipitate was formed that probably was caused by dissolved iron from process equipment. The reason for the precipitate formation should be studied and corrective actions should be made to prevent it.

Further testing would also give more detailed input for investment and operating costs evaluation and long-term performance of the concept.

The novel biogas purification concept investigated opens up new possibilities for the use of biomethane produced in smaller scale plants. Thus, biomethane production and use for example in farms or municipal sewage treatment plants could be economically more feasible.

Spark-ignited bi-fuel methane-ethanol engine research was performed with an aftermarket ECU that was not adequately capable for lambda oscillation functionality, but this was a deliberate choice, as the unit cost of a more adept system would have been much higher. Results showed that more detailed engine control parameter for lower emission level and improved efficiency is needed. For this work, lambda swing functionality would be needed. Lambda swing functionality would enable high emissions reduction by enabling influencing on exhaust gas composition and thus wider the operational window of the catalyst.

Increased torque curve testing showed that if higher torque output is desired, additional measures for reducing the tendency for knocking needs to be done, as otherwise engine efficiency will be reduced remarkably. These measures could be for example usage of cooled exhaust gas recirculation (EGR) and improvements in engine mechanical design (such as combustion chamber re-shaping) for reducing knocking tendency. In addition, oil leakage may also induce knocking, if components in cylinder become covered with glowing soot particles

As a summary, spark-ignited bi-fuel methane-ethanol non-road engine would provide an interesting option for both stringent and less regulated markets. Same base engine could be equipped either with NG-only fuel injection devices or with bi-fuel methane-ethanol/E85 fuel injection devices. It would offer high fuel flexibility, as the same base engine can operate with methane, ethanol and E85, as well as low emissions and robustness. Thus, low cost of the engine is also major advantage. The opportunity for utilizing liquid fuel, like ethanol and E85, will increase the operational range up to similar level as with traditional diesel engine.

## References

---

- [1] European Commission, "Regulation (EU) 2016/1628 of the European Parliament and of the Council of 14 September 2016 on requirements relating to gaseous and particulate pollutant emission limits and type-approval for internal combustion engines for non-road mobile machinery, amended". 2016.
- [2] S. Khalili, E. Rantanen, D. Bogdanov, ja C. Breyer, "Global transportation demand development with impacts on the energy demand and greenhouse gas emissions in a climate-constrained world", *Energies*, vsk. 12, nro 20, 2019.
- [3] Eurostat, "Agri-environmental indicator - energy use", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: [https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Agri-environmental\\_indicator\\_-\\_energy\\_use#Context](https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Agri-environmental_indicator_-_energy_use#Context).
- [4] Eurostat, "Final energy consumption in transport by type of fuel", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <https://ec.europa.eu/eurostat/web/products-datasets/-/ten00126>.
- [5] IEA, "Transport biofuel production 2017-2021", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/transport-biofuel-production-2017-2021>.
- [6] IEA, "Biogas production by region and by feedstock type, 2018", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/biogas-production-by-region-and-by-feedstock-type-2018>.
- [7] European Commission, "Commission Delegated Regulation (EU) 2017/655 Of 19 December 2016", nro December 2016, ss. 1–17, 2006.
- [8] European Union, "Regulation (EU) 2019/631 of the European Parliament and of the Council of 17 April 2019 setting CO<sub>2</sub> emission performance standards for new passenger cars and for new light commercial vehicles, and repealing Regulations (EC) No 443/2009 and (EU) No 510/2011", *Off. J. Eur. Union*, vsk. 62, nro L111, ss. 13–53, 2019.
- [9] European Union, "Regulation (EU) 2019/1242 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2019 Setting CO<sub>2</sub> emission performance standards for new heavy-duty vehicles and amending Regulations (EC) No 595/2009 and (EU) 2018/956 of the European Parliament", *Off. J. Eur. Union*, vsk. L 198, nro April, ss. 202–240, 2019.
- [10] D. Villeneuve ja J. Girbach, "Improving Transportation Efficiency Through Integrated Vehicle, Engine, and Powertrain Research - SuperTruck 2 Daimler Trucks North America Project ID: ACE100 Overview", 2020.
- [11] J. D. K. Damon, "2020 Annual Merit Review SuperTruck II Cummins and Peterbilt", 2020.
- [12] M. M. Ben Grover, "2020 Annual Merit Review SuperTruck II PACCAR - Development and Demonstration of Advanced Engine and Vehicle", 2020.
- [13] Pascal Amar; Jian Li, "2020 Annual Merit Review SuperTruck II Volvo", 2020.
- [14] E. Shim, H. Park, ja C. Bae, "Comparisons of advanced combustion technologies (HCCI, PCCI, and dual-fuel PCCI) on engine performance and emission characteristics in a heavy-duty diesel engine", *Fuel*, vsk. 262, nro July 2019, s. 116436, 2020.
- [15] D. Splitter, M. Wissink, D. Delvescovo, ja R. Reitz, "RCCI engine operation towards 60% thermal efficiency", *SAE Tech. Pap.*, vsk. 2, nro October 2015, 2013.
- [16] Z. Jia ja I. Denbratt, "Experimental Investigation of Natural Gas-Diesel Dual-Fuel RCCI in a Heavy-Duty Engine", *SAE Int. J. Engines*, vsk. 8, nro 2, ss. 797–807, 2015.

- [17] R. D. Reitz ja G. Duraisamy, "Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines", *Prog. Energy Combust. Sci.*, vsk. 46, ss. 12–71, 2015.
- [18] A. García, J. Monsalve-Serrano, V. Rückert Roso, ja M. E. Santos Martins, "Evaluating the emissions and performance of two dual-mode RCCI combustion strategies under the World Harmonized Vehicle Cycle (WHVC)", *Energy Convers. Manag.*, vsk. 149, ss. 263–274, 2017.
- [19] LONGRUN consortium, "LONGRUNG EU H2020 project", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <https://h2020-longrun.eu/ice-performance-to-increase-to-pte-50/>. [Viitattu: 25-marras-2020].
- [20] C. Chandon, "21th Century Natural Gas Vehicles, 20 years of innovations from the European leader", 2015, s. 27.
- [21] T. Grigoratos, G. Fontaras, B. Giechaskiel, ja N. Zacharof, "Real world emissions performance of heavy-duty Euro VI diesel vehicles", *Atmos. Environ.*, vsk. 201, nro November 2018, ss. 348–359, 2019.
- [22] N.-O. Söderena, Petri; Nylund, "IEA AMF Annex 57: HDV Performance Evaluation - Intermediate update of Finnish subproject". s. 29, 2020.
- [23] R. Vermeulen, R. Verbeek, S. van Goethem, ja R. Smokers, "Emissions testing of two Euro VI LNG heavy-duty vehicles in the Netherlands : tank-to-wheel emissions", 2017.
- [24] T. A. Nils-Olof Nylund, Petri Söderena, Reijo Mäkinen, "On route to clean bus services", 2020.
- [25] S. Verhelst, J. W. Turner, L. Sileghem, ja J. Vancoillie, "Methanol as a fuel for internal combustion engines", *Prog. Energy Combust. Sci.*, vsk. 70, nro January, ss. 43–88, 2019.
- [26] M. Schröder, Jörg; Müller-Langer, Franziska; Aakko-Saksa, Päivi; Winther, Kim; Baumgarten, Wibke, Lindgren, "Methanol as Motor Fuel Summary Report Methanol as Motor Fuel Summary Report", 2019.
- [27] C. Arcoumanis, C. Bae, R. Crookes, ja E. Kinoshita, "The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review", *Fuel*, vsk. 87, nro 7, ss. 1014–1030, 2008.



## Appendix A Fuels Tank-to-Wheel data

WTT data for liquid and gaseous fuels. (JEC WTT Appendix 1, Version 4.a<sup>26</sup>).

### Liquids

	Density	LHV				C content	CO <sub>2</sub> emission factor*	
	kg/m <sup>3</sup>	MJ/kg	GJ/m <sup>3</sup>	kg/kWh	kWh/kg	% m	g CO <sub>2</sub> /MJ	kg CO <sub>2</sub> /kg
Crude oil	820	42.0	34.4	0.086	11.67	86.5%	75.5	3.17
Gasoline	745	43.2	32.2	0.083	12.00	86.5%	73.4	3.17
Diesel	832	43.1	35.9	0.084	11.97	86.1%	73.2	3.16
Naphtha	720	43.7	31.5	0.082	12.14	84.9%	71.2	3.11
Heavy fuel oil	970	40.5	39.3	0.089	11.25	89.0%	80.6	3.26
Syn diesel	780	44.0	34.3	0.082	12.22	85.0%	70.8	3.12
Syn naphtha	700	44.5	31.2	0.081	12.36	84.0%	69.2	3.08
Methanol	793	19.9	15.8	0.181	5.53	37.5%	69.1	1.38
DME	670	28.4	19.0	0.127	7.90	52.2%	67.3	1.91
Ethanol	794	26.8	21.3	0.134	7.44	52.2%	71.4	1.91
MTBE	745	35.1	26.1	0.103	9.75	68.2%	71.2	2.50
ETBE	750	36.3	27.2	0.099	10.07	70.6%	71.4	2.59
Of which renewable						33.3%	23.8	
Plant oil (crude and refined)	920	37.0	34.0	0.097	10.28			
Biodiesel (methyl ester)	890	37.2	33.1	0.097	10.33	77.3%	76.2	2.83
Biodiesel (ethyl ester)	890	37.9	33.7	0.095	10.53	76.5%	74.0	2.81
HVO	780	44.0	34.3	0.082	12.22	85.0%	70.8	3.12
Tallow oil		37.0		0.097				
Glycerine		16.0		0.225	4.44			
Propylene glycol		20.0		0.180	5.56			
n-hexane		45.1		0.225	4.44			

\* assuming total combustion

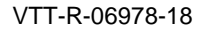
### Gases

	Molar mass	LHV				C content	CO <sub>2</sub> emission factor*		
	g/mol	MJ/kg	MJ/Nm <sup>3</sup>	kg/kWh	kWh/kg	% m	g CO <sub>2</sub> /MJ	kg CO <sub>2</sub> /kg	kg CO <sub>2</sub> /Nm <sup>3</sup>
Methane	16.0	50.0	35.7	0.072	13.89	75.0%	55.0	2.75	3.85
NG (EU-mix)	17.7	45.1	35.7	0.080	12.53	69.2%	56.2	2.54	3.21
NG (Russia)	16.3	49.2	35.8	0.073	13.67	73.9%	55.1	2.71	3.72
Hydrogen	2.0	120.1	10.7	0.030	33.36				
LPG	50.0	46.0		0.078	12.78	82.4%	65.7	3.02	1.35
Isobutane		45.6		0.079	12.68				
Isobutene		45.1		0.080	12.52				
Propylene		45.7		0.079	12.70				










\* assuming total combustion

## **Appendix B Biometaanin välivarastointi ja varastointi ajoneuvossa Tulevaisuuden mahdollisuudet**

---



Luottamuksellisuus: Julkinen

<b>Raportin nimi</b>										
Biometaanin välivarastointi ja varastointi ajoneuvossa - Tulevaisuuden mahdollisuudet										
<b>Asiakkaan nimi</b>	<b>Asiakkaan viite</b>									
Business Finland, AGCO Power Oy, Doranova Oy, Dinex Oy, Jepuan Biokaasu Oy, Valtra Oy ja Vilakone Oy										
<b>Projektin nimi</b>	<b>Projektin numero/lyhytnimi</b>									
BioMet2020	118625-1.2									
<b>Raportin laatija(t)</b>	<b>Sivujen/liitesivujen lukumäärä</b>									
Petri Söderena, Marjut Suomalainen, Tuula Kajolinna ja Kristian Melin	55/4									
<b>Avainsanat</b>	<b>Raportin numero</b>									
Biokaasu, biometaani, ANG, CNG, LNG, CBG, LBG	VTT-R-06978-18									
<b>Tiivistelmä</b> <p>Teknillinen tutkimuskeskus VTT Oy toteuttaa vuosina 2018 - 2020 BioMet2020 projektia joka on Business Finlandin, AGCO Power Oy, Doranova Oy, Dinex Oy, Jepuan Biokaasu Oy, Valtra Oy sekä Vilakone Oy sekä VTT Oy rahoittama julkinen tutkimusprojekti, jossa tavoitteena on edistää biometaanin hyödyntämistä ajoneuvoissa ja erityisesti työkoneissa suorittamalla tutkimusta kolmella osa-alueella:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Ejektoriteknologiaan perustuva uusi biokaasun puhdistuskonseptin tutkimus</li> <li>2. Biometaanin välivarastointi ja varastointi ajoneuvossa - Tulevaisuuden mahdollisuudet selvitys</li> <li>3. Esisekoittunut dual-fuel metaani-diesel työkone moottoritutkimus</li> </ol> <p>Selvityksen tavoitteena oli luoda katsaus biokaasun ja biometaanin säilönnän lainsäädäntöön sekä esitellä state-of-the-art säilöntäteknologiat ja esitellä teknologia mahdollisuuksia biometaanin säilöntään tulevaisuudessa. Selvityksessä on esitetty oleelliset vaatimukset ja tarvittavat luvat varastoitessa biometaanin ajoneuvokäyttöön. Lisäksi on käsitelty erilaisten varastointivaihtoehtojen tekniikkaa, kustannuksia ja tulevaisuuden näkymiä.</p> <p>Selvityksen perusteella voidaan todeta, että biokaasu varastoidaan ennen käyttöä tai jalostamista biometaaniksi pääosin matalapaineisena, sillä biokaasun kompressointi ei ole taloudellisesti kannattavaa. Tällä hetkellä on jo tarjolla korkeapaineisia säiliöratkaisuita joilla kasvatetaan varastoidun metaanin energiatihelyä [MJ/l] 250 bar painetasolla luokkaa 20 - 35 % verrattuna tavalliseen lieriömäiseen CNG säiliöön. Korkeapaineisen varastoinnin (CNG/CBG) ennustetaan laskevan Euroopassa ja Pohjois-Amerikassa samalla aikaa ikkunalla jopa 30 - 55 % riippuen lähteestä. Nestemäisen varastoinnin (LNG) kustannusten ennustetaan laskevan Euroopassa ja Pohjois-Amerikassa vuoteen 2025 mennessä 20 - 25 % vuoden 2015 tasosta.</p> <p>ANG ratkaisuita on kehitetty erityisesti Yhdysvalloissa viimeisen 20 vuoden aikana ja tällä hetkellä parhailla materiaaleilla kuten aktiiviset hiilet ja metalliorgaaniset rungot (MOF) saavutetaan 50 (MOF) - 100 (aktiiviset hiilet) bar painetasolla sama energiasisältö kuin CNG:llä 250 bar paineella. Aktiivihiihimateriaalien osalta on tarjolla ensimmäisiä kaupallisia ANG sovelluksia ajoneuvokäyttöön. MOF materiaalien osalta teknologia ei ole vielä täysin kypsä, jotta MOF rakenteet kestäisivät ajoneuvo-olosuhteiden rasituksen. MOF rakenteet muodostavat kuitenkin tulevaisuudessa potentiaalisen materiaalivalikoiman ANG ratkaisuksi niiden hyvien metaanin sidont ominaisuuksien ja rakenteen suhteellisen vapaan muokattavuuden johdosta.</p>										
<b>Luottamuksellisuus</b>	Julkinen									
<p>6.2.2019</p> <table border="0"> <tr> <td><b>Laatija</b></td> <td><b>Tarkastaja</b></td> <td><b>Hyväksyjä</b></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Petri Söderena Erikoistutkija</td> <td>Päivi Aakko-Saksa Johtava tutkija</td> <td>Jukka Lehtomäki Tiimipäällikkö</td> </tr> </table>		<b>Laatija</b>	<b>Tarkastaja</b>	<b>Hyväksyjä</b>				Petri Söderena Erikoistutkija	Päivi Aakko-Saksa Johtava tutkija	Jukka Lehtomäki Tiimipäällikkö
<b>Laatija</b>	<b>Tarkastaja</b>	<b>Hyväksyjä</b>								
										
Petri Söderena Erikoistutkija	Päivi Aakko-Saksa Johtava tutkija	Jukka Lehtomäki Tiimipäällikkö								
<b>VTT:n yhteystiedot</b> petri.soderena@vtt.fi										
<b>Jakelu (asiakkaat ja VTT)</b> Business Finland, AGCO Power Oy, Doranova Oy, Dinex Oy, Jepuan Biokaasu Oy, Valtra Oy ja Vilakone Oy sekä VTT kirjaamo										
VTT:n nimen käyttäminen mainonnassa tai tämän raportin osittainen julkaiseminen on sallittu vain Teknologian tutkimuskeskus VTT Oy:ltä saadun kirjallisen luvan perusteella.										

## Alkusanat

---

Biometaanin välivarastointi ja varastointi ajoneuvossa - Tulevaisuuden mahdollisuudet selvitys on toteutettu osana Business Finlandin, AGCO Power Oy:n, Dinex Oy:n, Doranova Oy:n, Jepuan Biokaasu Oy:n, Valtra Oy:n ja Vilakone Oy:n rahoittamaa ja VTT:n toteuttamaa BioMet2020 projektia. BioMet2020 projektin muina työpaketteina ovat uuden biokaasun puhdistuskonseptin tutkimus sekä esisekoittuneen dual-fuel metaani-diesel työkonemoottorin tutkimus. Selvityksen tavoitteena on tuottaa suomalaisten työkonemestajien, biokaasuntuottajien, biokaasuntuotantolaitteita ja varastointivälineitä valmistavien yritysten tarpeisiin katsaus biokaasun ja biometaanin säilönnän mahdollisuuksista ja teknologioista tulevaisuuden ajoneuvoissa sekä välivarastoinnissa lähtien liikkeelle state-of-the-art tilanteesta.

Selvityksessä muodostetaan näkemys mahdollisista säilönnän kehityssuunnista ja käytettävistä teknologioista, joilla voidaan kasvattaa biometaanin säilöntäkapasiteettia sekä välivarastoissa että ajoneuvoissa. Tarkastelussa on tuotu esille eri menetelmien kustannusvaikutuksia sekä kustannusten kehitystä tulevaisuudessa.

Selvityksen aikana käytiin vuoropuhelua BioMet2020 projektiin osallistuvien yritysten kanssa tämän hetken biokaasun säilöntään liittyvistä haasteista ja näkemyksistä yleisesti. Selvityksessä pyritään erityisesti tuottamaan tietoa ja kuvaamaan tulevaisuuden mahdollisuuksia joilla yritysten esittämiä haasteita olisi mahdollista ratkoa.

Espoo 6.2.2019

Tekijät

## Sisällysluettelo

---

Alkusanat .....	2
Sisällysluettelo .....	3
Lyhenteet .....	4
1. Johdanto.....	5
2. Biokaasun varastointia koskeva lainsäädäntö .....	7
2.1 Kaasun välivarastointi .....	7
2.1.1 Paineistetun ja nesteytetyn metaanin säiliöiden materiaalin valinta ja tekninen suunnittelu .....	8
2.1.2 Käsittelyn ja varastoinnin lupamenettelyyn liittyvät asiat.....	8
2.1.3 Rakentamisluvan teknisiä rajoja.....	9
2.2 Tankkausasemien vaatimukset.....	11
2.2.1 Tekniset vaatimukset kansainvälisesti.....	12
2.2.2 Vaatimukset Suomessa .....	15
2.3 Kaasun varastointi ajoneuvoissa.....	17
3. Nykyinen varastointiteknologia.....	19
3.1 Biokaasun ja biometaanin välivarastointi .....	20
3.1.1 Varastointi kaasufaasissa .....	21
3.1.2 Varastointi nestefaasissa .....	27
3.1.3 Tankkaus .....	30
3.2 Biometaanin varastointi ajoneuvoissa .....	34
3.2.1 Nestemäisen metaanin säilöntäratkaisut.....	34
3.2.2 Kaasumaisen metaanin säilöntäratkaisut .....	34
4. Tulevaisuuden varastointiteknologiamahdollisuuksia .....	38
4.1 Huokoiset orgaaniset polymeerit (POP) .....	40
4.2 Metalliorgaaniset rungot (MOF) .....	41
4.3 Aktiiviset hiilirakenteet .....	42
4.4 Metaanihydraatit .....	43
4.5 Varastointi ajoneuvoissa.....	44
4.6 Tulevaisuuden näkymä.....	47
5. Yhteenveto .....	48
Lähdeviitteet.....	53
Liite 1: Yrityksille esitetyt kysymykset ja niiden vastaukset .....	56

## Lyhenteet

---

ANG = maakaasun varastointi huokoisen materiaaliin pinnalle (Adsorbed Natural Gas)

BG = biogas

BOG = boil-off gas

CBG = paineistettu biokaasu (compressed biogas)

CBM = paineistettu biometaani (compressed biomethane) -viittaa yleensä 200 bar tai 250 bar paineeseessa olevaan bioperäiseen metaaniin

CNG = paineistettu maakaasu (compressed natural gas)

COF = kovalenttinen orgaaninen rakenne (covalentic organic framework)

DC = double containment

EU = Euroopan Unioni

FC = full containment

HRA = home refuelling appliance

LAG = neste avusteinen hienonta menetelmä (liquid assisted grinding method)

LNG = nesteytetty maakaasu (liquified natural gas)

LBM = nesteytetty biometaani (liquified biomethane)

MOF = huokoinen metalli-orgaaninen rakenne (metal-organic framework)

NG = natural gas

POP = huokoinen orgaaninen polymeeri (porous organic polymer)

SC = single containment

VRA = vehicle refuelling appliance

## 1. Johdanto

---

EU:n ilmastostrategia asettaa sekä lähitulevaisuudessa, että pitkällä aikavälillä voimakkaat tavoitteet hiilidioksidipäästöjen leikkaamiseksi ja uusiutuvan energian käytölle. EU:n jäsenmaat ovat sitoutuneet leikkaamaan EU alueen hiilidioksidipäästöjä vuoteen 2030 mennessä vähintään 40 %:a vuoden 1990 tasosta. Ehdotuksen mukaan Suomea koskeva päästövähennystavoite olisi 39 %:a vuoden 2005 tasosta. Lisäksi EU:n vuoteen 2030 ulottuvassa ilmastostrategiassa tavoitteena on 27 % uusiutuvan energian osuus käytetystä energiasta. Vuonna 2016 tehdyn ja vuoteen 2030 ulottuvan Suomen kansallinen energia ja ilmastostrategia asettaa kansalliseksi tavoitteeksi 2020-luvun aikana uusiutuvien energialähteiden käytön kasvattamisen yli 50 % suhteessa kokonaisenergian käyttöön<sup>1</sup>.

Asetettujen ilmastostrategioiden tavoitteisiin pääsemiseksi laaja-alainen uusiutuvien energianlähteiden hyödyntäminen ja kiertotalouden edistäminen ovat avainasemassa niin kansallisella kuin kansainvälisellä tasolla. Tämä avaa Suomen kaltaiselle korkean teknologian maalle kansainvälisesti merkittäviä liiketoimintamahdollisuuksia. Erityisesti maatalouden piirissä on suuri määrä jätevirroissa hyödyntämätöntä raaka-ainepotentiaali niin energia kuin jatkojaloste käyttöä ajatellen. Maatalouden ja yhdyskuntajätevirtojen hyödyntäminen biokaasun tuotantoon muodostaa tulevaisuudessa merkittävän potentiaalin edistää kiertotaloutta, luoda uutta liiketoimintaa kansainvälisesti, parantaa Suomen energiaomavaraisuutta sekä parantaa maatilojen omavaraisuutta ja kilpailukykyä niin kansallisesti kuin kansainvälisesti.

Biokaasun käytön lisäämisen kannalta välivarastointi ja varastointiratkaisut ajoneuvossa ovat yhtenä merkittävänä tekijänä. Tällä hetkellä esimerkiksi paineistetun biometaanin diesel energiaekvivalentti tilavuus on noin 4-5 kertaa suurempi riippuen käytetäänkö 200 vai 250 bar varastointipainetta. BioMet2020-projektissa selvitetään säilönnän tulevaisuuden kehitysnäkymät ja polut lähtien liikkeelle tämän hetken state-of-the-art ratkaisusta. Tavoitteena on siis kartoittaa mahdollisia ratkaisuja, joilla esimerkiksi juuri välivarastoinnissa ja ajoneuvokäytössä paineistetun biometaanin energiatiheyttä tilavuusyksikköä kohti voitisiin kasvattaa. Lisäksi selvityksessä tuodaan esille eri säilöntäteknologioiden kustannusten kehittymistä lähitulevaisuudessa.

Selvityksellä tuotetaan suomalaisten yritysten tutkimus ja kehitystoiminnan tueksi katsaus siitä minkä tyyppiset biokaasunsäilöntäratkaisut tulevaisuudessa voisivat olla potentiaalisia ja mihin suuntaan tekninen kehitys biokaasun säilönnässä voisi mennä.

Selvityksen aikana BioMet2020-projektiin osallistuneet yritykset vastasivat kysymyksiin koskien heidän kokemuksia ja näkemystä biometaanin käytöstä ja sen tämän hetkistä haasteista. Alla on lueteltuna tiivistetysti yritysten näkemä yleinen tilannekuva sekä heidän näkemät haasteet ja kehityskohteet:

- Biokaasun tuottaminen, jalostaminen biometaaniksi ja sen käyttö lisääntymässä niin maatalouskäytössä kuin tieliikenteessä.
- Traktori/työkonekäytössä luokan 4 paineistetun metaanin säiliöitä. Välivarastoinnissa paineistetun metaanin teräspullokonteja (250 bar).
- Biometaanin nesteytyksen yleistymistä hidastaa tällä hetkellä nesteytyksen tuotantokustannukset. Nesteytyksen tuotantokustannuksia nostaa erityisesti

---

<sup>1</sup> Valtioneuvosto, Valtioneuvoston selonteko kansallisesta energia- ja ilmastostrategiasta vuoteen 2030

[http://julkaisut.valtioneuvosto.fi/bitstream/handle/10024/79189/TEMjul\\_4\\_2017\\_verkkojulkaisu.pdf?sequence=1&isAllowed=y](http://julkaisut.valtioneuvosto.fi/bitstream/handle/10024/79189/TEMjul_4_2017_verkkojulkaisu.pdf?sequence=1&isAllowed=y)



biometaanilta vaadittava korkea puhtausaste. Biometaanin paineistetun välivarastoinnisen yleistymisen esteenä nähdään painesäiliöiden hinta.

- Työkonekäytössä terässäiliöt tarjoaisivat edullisen säilöntäratkaisun, mutta eivät tällä hetkellä sovellu käyttöön huonon korroosiokestävyyden vuoksi. Lisäksi Valtran kokemuksen perusteella ajoneuvoissa paineistetun kaasun energiatiheys tilavuusyksikköä kohden verrattuna dieseliin voi olla huomattavasti matalampi kuin 1:5 (200 bar).
- Biometaanin varastointiratkaisuille yleisesti tärkeiksi ominaisuuksiksi mainittiin hinnan lisäksi käytön ja logistiikan turvallisuus, kestävyys, robustisuus sekä säiliöjärjestelmien käytettävyys.
- Yleisesti suurimpana esteenä biometaanin käytön laajentumiselle polttoaineena nähtiin säilöntäratkaisujen tämän hetken kustannustasoa sekä matalaa energiatihelyttä [MJ/l] suhteessa dieseliin. Tarvitaan uusia ratkaisuja joilla energiatihelyttä [MJ/l] on mahdollista kasvattaa sekä välivarastoinnissa että ajoneuvovarastoinnissa.

Selvityksen laatimisessa pyrittiin etsimään vastauksia yritysten esittämiin näkemyksiin ja haasteisiin tuomalla esille eri säilöntäteknologioita sekä katsaus alan viimeisimmistä kehityspoluista. Selvitykseen pyrittiin etsimään mahdollisimman kattava joukko uusimpia metaanin säilöntäteknologioita tarjoavia yrityksiä. Yrityksiltä kysytyt kysymykset ja niiden vastaukset löytyvät Liite 1: Yrityksille esitetyt kysymykset ja niiden vastaukset.

## 2. Biokaasun varastointia koskeva lainsäädäntö

---

Maakaasun käsittelyyn ja varastointiin on Euroopan taseisia käsittelyvaatimuksia ja niiden lisäksi on maakohtaisia asetuksia sekä maakohtaisia soveltamisohjeita. Tässä kappaleessa esitetään oleelliset lainsäädännöt ja ohjeistukset koskien biokaasu/metaanilaitteistoja, varastointia käyttökohteen lähellä ja ajoneuvoissa. Myös nesteytettyyn metaaniin liittyvät vaatimukset on huomioitu.

Lainsäädännöllisissä teksteissä pääsääntöisesti rinnastetaan maakaasu, biometaani ja biokaasu toisiinsa. Turvatekniikan keskuksen muiston mukaan biokaasu rinnastetaan hallinnollisten vaatimusten osalta maakaasuksi, jos sen metaanipitoisuus on 80 % tai enemmän, jolloin puhutaan biometaanista tai jalostetusta biokaasusta [1].

### 2.1 Kaasun välivarastointi

Euroopan laajuista lainsäädäntöä ovat seuraavat direktiivit ja asetukset:

- Laitteistovaatimukseen liittyen: Euroopan parlamentin ja neuvoston asetus (EU) 2016/426 kaasumaisia polttoaineita polttavista laitteista sekä painelaitedirektiivi 2014/68/EU
- Luvituksiin liittyen: Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2012/18/EU vaarallisista aineista aiheutuvien suuronnettomuusvaarojen torjunnasta.
- Maakaasun varastointiin liittyen: SFS-EN 13645 Nesteytetyn maakaasun laitteistot ja asennukset. Maalla olevien laitteistojen suunnittelu. Varastointikapasiteetti 5 - 200 tonnia.
- Maakaasun varastointiin liittyen: SFS-EN 1473 Nesteytetyn maakaasun laitteistot ja asennukset. Maalla olevien laitteistojen suunnittelu.
- Jakeluun liittyen: Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2014/94/EU vaihtoehtoisten polttoaineiden infrastruktuurin käyttöönotosta.

Suomen lainsäädäntö:

- Laki vaarallisten kemikaalien ja räjähteiden käsittelyn turvallisuudesta 390/2005. Lain tarkoituksena on ehkäistä ja torjua vaarallisten kemikaalien sekä räjähteiden valmistuksesta, käytöstä, siirrosta, varastoinnista, säilytyksestä ja muusta käsittelystä aiheutuvia henkilö-, ympäristö- ja omaisuusvahinkoja. Lain tarkoituksena on lisäksi edistää yleistä turvallisuutta.
- Maakaasuasetus 1058/1993, asetus koskee maakaasun varastointia ja teknistä käyttöä sekä maakaasun siirtoon, jakeluun ja käyttöön tarkoitettuja putkistoja ja laitteita.
- Valtioneuvoston asetus maakaasun käsittelyn turvallisuudesta 551/2009, säädetty lain 390/2005 nojalla. Asetuksessa säädetään maakaasun varastoinnista ja teknisestä käytöstä sekä maakaasun siirtoon, jakeluun, käyttöön ja ajoneuvojen tankkaukseen tarkoitettuihin putkistoihin ja laitteistoihin. Tätä asetusta sovelletaan myös biokaasun tekniseen käyttöön sekä biokaasun talteenottoon, siirtoon, jakeluun ja käyttöön tarkoitettuihin putkistoihin ja laitteistoihin.
- Painelaitelaissa 869/1999 säädetään maakaasun käyttöputkiston ja tankkausaseman putkiston, niihin liittyvien laitteiden ja laitteistojen rakennevaatimuksista sekä vaatimustenmukaisuuden osoittamisesta

- Kaasulaiteasetuksessa 1434/1993 säädetään kaasun käyttölaitteista. Asetuksessa säädetään mm. kaasumaisia polttoaineita käyttäviä laitteita, turva-, säätö- tai ohjauslaitteita ja oheislaitteita, jotka on suunniteltu osaksi kaasulaitetta.
- Kaasuasennuksista annetussa kauppa- ja teollisuusministeriön päätöksessä 1286/1993 säädetään kaasuasennuksista.
- Valtioneuvoston asetus vaarallisten kemikaalien käsittelyn ja varastoinnin valvonnasta 685/2015, säädetty lain 390/2005 nojalla. Asetuksessa säädetään vaarallisten kemikaalien teollisesta käsittelystä, varastoinnista ja säilytyksestä, niihin liittyvistä lupa-, ilmoitus- ja hallintomenettelyistä sekä valvonnasta. Asetusta sovelletaan maakaasun käyttöön raaka-aineena kemiallisessa prosessissa sekä sen käyttöön tuki- ja lisäpolttoaineena muiden vastaavien kaasumaisten hiilivetyjen kanssa sekä niihin liittyvään varastointiin. Asetusta sovelletaan myös biokaasun valmistukseen ja siihen välittömästi liittyvään tekniseen käyttöön ja varastointiin.
- Laki liikenteessä käytettävien vaihtoehtoisten polttoaineiden jakelusta 478/2017. Lain tarkoituksena on varmistaa, että vaihtoehtoisten polttoaineiden julkiset lataus- ja tankkauspisteet ovat yhteisten teknisten eritelmien mukaisia ja että käyttäjille annetaan riittävät tiedot vaihtoehtoista polttoainetta ja niiden jakelusta. Lailla pannaan osaltaan täytäntöön vaihtoehtoisten polttoaineiden infrastruktuurin käyttöönotosta annettu Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2014/94/EU

Suomessa Tukes on laatinut erillisen muistion biokaasun valmistukseen ja käyttöön sovellettavista säädöksistä [1].

#### 2.1.1 Paineistetun ja nesteytetyn metaanin säiliöiden materiaalin valinta ja tekninen suunnittelu

Paineistettujen säiliöiden materiaali, mitoitus ja muu suunnittelu on standardoitu ja standardit löytyvät ryhmästä SFS 23 (fluidiryhmät ja niiden komponentit yleensä). Tämä ryhmä sisältää fluidien varastointilaitteet -alaotsikon alla mm. ISO/EN/SFS standardit eri materiaaleista valmistetuille kaasupulloille ja niiden venttiileille, sekä kryogeenisille säiliöille.

#### 2.1.2 Käsittelyn ja varastoinnin lupamenettelyyn liittyvät asiat

Tukes-muistion (2017) [1] mukaan *jalostetulle biokaasulle* on esitetty maakaasuasetuksen (551/2009) 9 §:n mukaiset, Tukesille tehtävän ilmoituksen ja rakentamislupahakemuksen rajat sekä Seveso-direktiivin (2012/18/EU) mukaisen toimintaperiaateasiakirjan ja turvallisuusselvityksen rajat:

- Ilmoitus Tukesille: 0,5 t
- Rakentamislupa: 5 t
- Toimintaperiaateasiakirja (MAPP): 50 t
- Toimintasuunnitelma: 200 t

*Metaanipitoisuuden ollessa alle 80 %* biokaasu katsotaan raakakaasuksi (puhdistamattomaksi kaasuksi) ja luparaja on kuten muillakin syttyvillä kaasuilla. Puhdistamattoman biokaasun lupamenettelyn suhdeluvun laskennassa käytetään seuraavia rajoja (valvonta-asetuksen (685/2015) liitteen 1 osan 1 mukainen kategorian P2 syttyvä kaasu):

- Ilmoitus pelastuslaitokselle: 1 t
- Rakentamislupa: 5 t
- Toimintaperiaateasiakirja (MAPP): 10 t
- Toimintasuunnitelma: 50 t

Biokaasun valmistusta ja siihen välittömästi liittyvää teknistä käyttöä ja varastointia, koskeva lupa kattaa laitoksen omalla alueella olevan reaktorin, kaasukuvun, puhdistusyksikön, komprimointiyksikön, pullokonttien täyttämisen ja kattilalaitoksella tapahtuvan kaasun polton. Vaarallisten kemikaalien määrään lasketaan kaikki laitoksen vaaralliset kemikaalit, ei vain biokaasu.

Tankkausasema vaatii Tukesin luvan maakaasuasetuksen mukaisesti. Jos tankkausta tehdään vain omaan käyttöön, voidaan tankkauspiste käsitellä em. kokonaisuuden lupakäsittelyn yhteydessä (pelastuslaitos tai Tukes).

### 2.1.3 Rakentamisluvan teknisiä rajoja

Tukes-ohje 7/2015 kertoo kootusti maakaasun turvallisen käsittelyn vaatimuksista ja tämä kappale on kooste kyseisestä ohjeesta.

#### 2.1.3.1 Siirto ja jakelu

Maakaasun siirto ja jakelu (jakeluputkiston talohaara pois lukien) vaatii aina rakentamisluvan. Käyttöputkistolle vaaditaan aina rakentamislupa, kun kohteen polttoaineteho on vähintään 1,2 MW. Käyttöputkistolle ei vaadita rakentamislupaa (huomaa tehoraja aina voimassa), jos käyttöputkiston suurin sallittu käyttöpaine on enintään 0,5 baaria tai putkiston nimellissuuruus on enintään DN 25.

Rakentamislupa voi olla alueellinen, jolloin rakentamislupa kattaa jakeluputkistot (enintään 8 baarin linjoille) sekä alueluvan alueella olevat käyttökohteet, lukuun ottamatta erillisiä suuria käyttökohteita (teho vähintään 6 MW).

#### 2.1.3.2 Käyttölupa

Tukes myöntää siirtoputkistolle käyttöluvan käyttöönottotarkastuksen perusteella.

Jakelu- ja käyttöputkistolle käyttöluvan myöntää tarkastuslaitos tekemänsä käyttöönottotarkastuksen perusteella.

Kohteet, jotka eivät vaadi rakentamislupaa, saa ottaa käyttöön asennusliikkeen annettua todistuksen asennuksen säännöstenmukaisuudesta.

#### 2.1.3.3 Asennus ja huolto sekä koekäyttö

Asennusliikkeen tulee antaa työn teettäjälle tekemästään asennuksesta sekä muutostöistä vastuuhenkilön allekirjoittama todistus. Koekäyttö kuuluu asentamistoimintaan.

#### 2.1.3.4 Tarkastus

Kaikille rakentamisluvan vaatineille kohteille tehdään käyttöönottotarkastus sekä joka kahdeksas vuosi määräaikaistarkastus. Tarkastuksen tekee hyväksytty tarkastuslaitos. Määräaikaistarkastuksen voi tehdä myös Tukesin erikseen hyväksymissä tapauksissa putkiston omistaja tai haltija.

Lisäksi myös kaikki käyttöputkistot ja käyttölaitteet alueluvan piirissä tarkastetaan, kun kohteen polttoaineteho on vähintään 1,2 MW.

#### 2.1.3.5 Putkiston vastuuhenkilö eli käytön valvoja

Siirto- ja jakeluputkistolle, tankkausasemalle sekä käyttöputkistolle, johon liittyvien käyttölaitteiden polttoaineteho on yli 1,2 MW, toiminnanharjoittajan on ennen käyttöönottoa

nimettävä putkiston käytöstä vastaava henkilö (käytön valvoja), sekä tarvittaessa yksi tai useampi sijainen.

Käytön valvojan on tunnettava maakaasua koskevat säännökset, standardit ja ohjeet sekä maakaasun ominaisuudet riittävässä määrässä. Näiden tietojen tunteminen tulee osoittaa käytön valvojan kirjallisessa kokeessa, jonka järjestää Turvallisuus- ja kemikaalivirasto (Tukes). Hyväksytystä suorituksesta annetaan todistus, joka on voimassa toistaiseksi.

Ainoastaan siirtoputkiston osalta on vaatimuksena selkeä koulutusvaatimus ja työkokemus, eli opisto- tai ammattikorkeakoulutasoinen tutkinto, sekä vähintään kahden vuoden kokemus alaan perehdyttävissä tehtävissä.

#### 2.1.3.6 Valvontakirja

Valvontakirja muodostuu putkiston rakentamiseen, laatuun ja tarkastuksiin sekä käytönaikaiseen toimintaan ja käytön valvojan merkintöihin liittyvästä aineistosta.

#### 2.1.3.7 Räjähdyksen estäminen ja räjähdysiltä suojautuminen

Maakaasu on palava kaasu ja se voi hallitsemattomana muodostaa räjähdyskelpoisia pitoisuuksia. Kun kohteessa arvioidaan olevan räjähdysvaara, toiminnanharjoittajan on laadittava räjähdysuojausasiakirja. Asiakirjassa tulee olla arvioinnin tulokset, tekniset ja organisatoriset suojaustoimenpiteet ja räjähdysvaarallisten tilojen luokittelu.

#### 2.1.3.8 Toimintajärjestelmä

Toimintajärjestelmä edellytetään ainakin seuraavissa tapauksissa:

- siirtoputkiston suunnittelu, rakentaminen ja käyttö
- siirtoputkiston ja teräksisen jakeluputkiston asentaminen (asennusliikkeeltä edellytetään toimintajärjestelmää)
- toiminnanharjoittajan hakiessa oikeutta korvata määräaikaistarkastus oman organisaation tekemillä käyttö-, valvonta- ja tarkastustoimenpiteillä
- toiminnanharjoittajan hakiessa jakelu- ja käyttöputkiston alueellista rakentamislupaa.

#### 2.1.3.9 Maakaasun varastointi

Maakaasun varastoinnille vaaditaan rakentamislupa, jos varastoitavan maakaasun määrä on vähintään 5 tonnia. Jos varastointimäärä on yli 0,2 tonnia mutta alle 5 tonnia, varastoinnista on tehtävä ilmoitus Turvallisuus- ja kemikaalivirastolle (Tukes).

Maakaasun varastoinniksi ei katsota maakaasun säilytystä maakaasuputkistoissa tai kaasupulloissa.

Maakaasun varastointilaitos on SEVESO-säännösten (2012/18/EU) mukaan toimintaperiaatelaitos, kun varastointimäärä on vähintään 50 tonnia ja turvallisuusselvityslaitos, kun varastointimäärä on vähintään 200 tonnia.

Maakaasun varastoinnille on olemassa eurooppalaiset standardit SFS-EN 13645 ja SFS-EN 1473.

Lupaa haetaan Tukesilta. Lupahakemuksessa tulee olla tiedot a) toiminnanharjoittajaa koskevat tiedot, b) yleistiedot toiminnasta ja c) varaston sijoittaminen ja siihen liittyvät liitteet.

Tukesin myönnettyä varastointiluvan ja laitoksen valmistuttua tehdään käyttöönottotarkastus. Tarkastuksen tekee Tukes. Laitos saadaan ottaa käyttöön tarkastuksen perusteella. Huom. Tukesin käyttöönottotarkastusta edeltävät tarkastuslaitoksen tekemät tekniset tarkastukset.

Pelastussuunnitelmien osalta voidaan soveltaa vaarallisten kemikaalien teollisesta käsittelystä ja varastoinnin valvonnasta annetun valtioneuvoston asetuksen (685/2015) mukaista menettelyä.

Toimintaperiaatelaitoksille tehdään määräaikaistarkastus 3 vuoden välein ja turvallisuusselvityslaitokset tarkastetaan vuosittain.

## 2.2 Tankkausasemien vaatimukset

Tankkausasemien lainsäädäntö liittyy pääosin aiemmin mainittuihin eurooppalaisiin säädöksiin, jotka liittyvät maakaasuun, vaarallisten kemikaalien käsittelyyn ja painelaitteisiin. Myös kansallisissa lainsäädännöissä on tankkausasemista säädelty melko yleisellä tasolla.

Tarkkoja teknisiä vaatimuksia tankkausasemille on esitetty kansainvälisissä standardisoinnissa (ISO ja EN) kaasumaiselle ja nesteytetylle metaanille. Tässä kappaleessa on esitetty oleelliset tekniset vaatimukset ja Suomessa noudatettava käytäntö Tukesin ja Kaasuyhdistyksen (2011) ohjeistuksen mukaisesti [2].

## 2.2.1 Tekniset vaatimukset kansainvälisesti

Teknisiä vaatimuksia on esitetty useissa standardeissa, jotka on esitetty Taulukko 1:ssä. Koska maakaasun ja räjähtävien aineiden käsittelyyn viitataan monissa eri lainsäädännöissä, ohjeissa ja standardeissa, ei Taulukko 1 ole välttämättä täysin kattava.

*Taulukko 1: Teknisiä standardeja, joissa esitetään kaasujärjestelmien teknisiä vaatimuksia. Taulukko ei ole täysin kattava.*

Standardi	Kuvaus
EN 13423:2000	Compressed natural gas vehicle operations
EN ISO 16923:2018	Natural gas fuelling stations - CNG stations for fuelling vehicles (ISO 16923:2016)
EN ISO 16924:2018	Natural gas fuelling stations - LNG stations for fuelling vehicles (ISO 16924:2016)
EN 14382:2005 +A1:2009/AC:2009	Safety devices for gas pressure regulating stations and installations - Gas safety shut-off devices for inlet pressures up to 100 bar
EN 334:2005+A1:2009	Gas pressure regulators for inlet pressures up to 100 bar
EN 12007:2012, parts 1-5	Gas infrastructure - Pipelines for maximum operating pressure up to and including 16 bar
EN 12186:2014	Gas infrastructure - Gas pressure regulating stations for transmission and distribution - Functional requirements
EN 12279:2000/A1:2005	Gas supply systems - Gas pressure regulating installations on service lines - Functional requirements
EN 12583:2014	Gas Infrastructure - Compressor stations - Functional requirements
EN 15001, parts 1-2	Gas Infrastructure - Gas installation pipework with an operating pressure greater than 0,5 bar for industrial installations and greater than 5 bar for industrial and non-industrial installations
EN 1594:2013	Gas infrastructure - Pipelines for maximum operating pressure over 16 bar - Functional requirements
EN 16348:2013	Gas infrastructure - Safety Management System (SMS) for gas transmission infrastructure and Pipeline Integrity Management System (PIMS) for gas transmission pipelines - Functional requirements
EN 16726:2015 +A1:2018	Gas infrastructure - Quality of gas - Group H
EN 13645:2001	Installations and equipment for liquefied natural gas - Design of onshore installations with a storage capacity between 5 t and 200 t

EN ISO 14469:2017	Road vehicles - Compressed natural gas (CNG) refuelling connector
EN ISO 12617:2017	Road vehicles - Liquefied natural gas (LNG) refuelling connector - 3,1 MPa connector
ISO/TR 16922:2013	Natural gas - Odorization
EN 16723-2:2017	Natural gas and biomethane for use in transport and biomethane for injection in the natural gas network. Part 2: Automotive fuels specification

Yksityiskohtaisia tietoja edellä mainituista standardeista ja ohjeista ei ole tarpeellista toistaa, mutta seuraavissa kappaleissa on listattu suunnittelun ja käytön kannalta tärkeimpiä huomioitavia asioita.

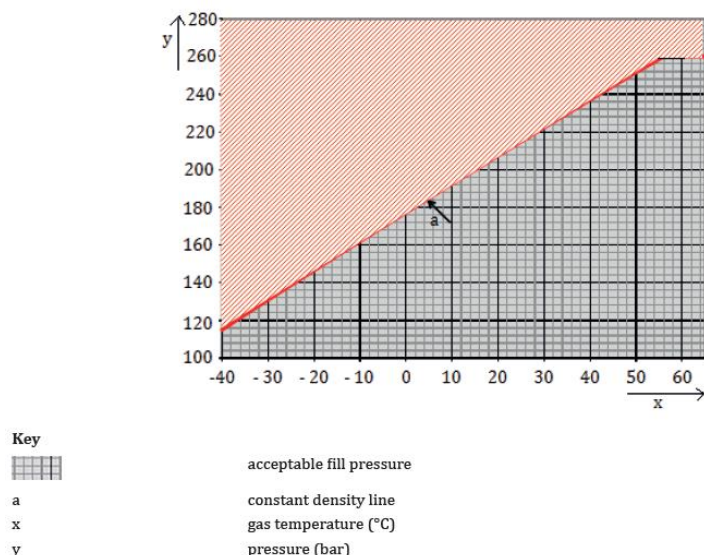
Standardissa EN ISO 16923:2018 on paineistetun kaasun tankkausasemille määritelty seuraavia oleellisia kriteerejä ja vaatimuksia:

- Suurin sallittu täyttöpaine 20 MPa (15°C) tai 26 MPa, jos käytössä on lämpötilakompensointi (200 bar ja 260 bar, vastaavasti). Lämpötilakompensoitu täyttöpaine on esitetty Kuva 1:ssä.
- Aseman sisäiset vähimmäisetäisyydet alle 10 000 litran välivarastolliselle tankkausasemalle
  - Rakennuksen aukoista: täyttöpistoolista 3 m sekä varastokaasupulloista ja kompressorista 3 m
  - Rakennuksen palamattomat seinät: täyttöpistoolista 0 m ja sekä varastokaasupulloista ja kompressorista 1 m
  - Yleinen suoja-alue: täyttöpistoolista 5 m ja sekä varastokaasupulloista ja kompressorista 5 m
- Yli 10 000 litran välivarastollisen tankkausaseman vähimmäisetäisyys varastokaasupulloista ja kompressorista on 10 m
- Tankkauslaitteen luokse pitää olla vapaa pääsy, muiden toimintojen (varasto, kompressorit yms.) ympärillä tulee olla vähintään 1,5 m korkea palamaton suojarakennelma (esim. aita tai seinä).
- Varoventtiili asennettu vähintään 3 m korkeudelle maanpinnasta tai 1 m korkeammalle kuin korkein rakennuksen kohta viiden metrin säteellä
- Kaasun syötön laitevaatimukset putkistoa pitkin tulevalle kaasulle ja siirrettävälle varastoinnille
- Kompressorin asennusmahdollisuudet, turvaetäisyydet asennuksittain ja vaara-alueen määritelmät ja etäisyydet
  - kompressoreilla tyypillisesti 1 m
  - matalapaine/välitankin (buffer storage) vaara-alue riippuu säiliön tilavuudesta vaihdellen välillä 2,5 - 10 m



- varoventtiilin vaara-alue riippuu venttiilin aukon koosta, ollen kuitenkin vähintään 0,5 m
- Ehdotus tankkausaseman laitteistojen huolto- ja tarkastusväleille

Lämpötilakompensoitu suurin sallittu täyttöpaine on esitetty Kuva 1:ssä.



Kuva 1: Suurin sallittu täyttöpaine lämpötilakompensoidulla tankkausasemalla. Lähde: EN ISO 16923:2018

Standardissa EN ISO 16924:2018 on nesteytetyn kaasun tankkausasemille määritelty seuraavia oleellisia kriteerejä ja vaatimuksia:

- Paineen nousun estävät varoventtiilit tai estojärjestelmät jokaisessa kohdassa linjastoa, erillisiä standardeja ja ohjeita
- Aseman sisäiset vähimmäisetäisyydet riippuvat LNG varaston säilytystavasta (maan päällä, maanalainen) ja LNG varaston kokonaistilavuudesta
- Ohjeita LNG-pumppujen toiminnasta ja asentamisvaatimuksia
- Esimerkkeinä mainittakoon kiinteän maan päälle asennetun LNG tankkausaseman vähimmäisetäisyyksiä:
  - LNG varaston täyttöpisteen etäisyys LNG varastosta: 6 m
  - Tankattavan ajoneuvon ja LNG varaston etäisyys: 4 m varaston ulkokuoresta
  - Yläpuolella kulkevat yli 600 V sähköjohdot: 10 m
  - Täyttöpistoolin ja rakennuksen etäisyys: 6 m, tai 3 m (jos varustettu ns. kuolleen miehen kytkimellä)
  - LNG varastojen välinen etäisyys: 1,5 m
- Esimerkkeinä mainittakoon kiinteän maan alle asennetun LNG tankkausaseman vähimmäisetäisyyksiä:
  - Maan alle asennetun säiliön eristykset tulee ottaa huomioon ja siten ne voivat kasvattaa vähimmäisetäisyyksiä

- Maanalaisten LNG varastojen välinen etäisyys: 4,5 m
- Alle 10 m<sup>3</sup>:n (ns. vesitilavuus) LNG varaston ja rakennusten välinen etäisyys: 4,5 m
- 10-120 m<sup>3</sup> LNG varaston ja rakennusten välinen etäisyys: 7,5 m
- Yli 120 m<sup>3</sup> LNG varaston ja rakennusten välinen etäisyys: 15 m
- Turvallisuusvälineistä on ohjeistettu, esim. vuotoilmaisimet, lämpötilamittauksia, liekki-ilmaisimia, painemittauksia, hätäsulut, turvallisuuskyltit jne.
- Jos LNG-tankkausasema on liikuteltava (movable), siirtämisen aikana laitteistossa ei saa olla LNG:tä eikä paine saa olla yli 0,05 MPa (0,5 bar).
- Jos LNG-tankkausasema on integroitu ajoneuvoon (mobile), tulee aseman olla hyvin kiinnitetty ajoneuvoon
- Itsepalveluasiakkaista tulee olla LNG-tankkausaseman operoijalla ylläpidetty asiakasrekisteri ja kyseisillä asiakkailla tulee olla koulutus tankkaukseen. Muut kuin koulutetut itsepalveluasiakkaat eivät saa tankkata. Lisäksi tankkausasemalta tulee olla kommunikointimahdollisuus operoijaan (esim. help-desk puhelin).

## 2.2.2 Vaatimukset Suomessa

Tukes ja Suomen kaasuyhdistys ovat tehneet erillisen ohjeen vuonna 2011 maa- ja biokaasukäyttöisten ajoneuvojen paineistetun kaasun (CNG) tankkausasemien suunnitteluun ja rakentamiseen [2]. Ohje koskee kaupalliseen käyttöön tarkoitettuja asemia. Ohjetta ei sovelleta matalapaineisiin (20-50 mbar) maakaasun kotitankkauslaitteisiin (home refuelling appliance, HRA) tai maakaasun pienituottoisiin ja vesitilavuudeltaan alle 500 litran varastollisiin tankkauslaitteisiin (vehicle refuelling appliance, VRA).

Tankkausasemien suunnittelussa tarvitaan vastaavanlaisia lupia kuin biokaasun tuotannossa ja varastoinnissa, eli

- Rakennus- tai toimenpidelupa. Luvan myöntää kunnan rakennusvalvontaviranomainen
- Rakentamislupa. Luvan myöntää turvatekniikan keskus (TUKES) maakaasuasetuksen mukaisesti
- Kaasuputkiston sijoituslupa

Suojaetäisyyksiä tankkausaseman ulkopuolisiin kohteisiin määritettäessä tankkausasemat jaetaan seuraaviin ryhmiin asemaan kytketyn kaasun tulopaineen mukaan:

I) Yli 16 bar. Vähimmäisetäisyydet 25 m tai 50 m

II.1) Alle 16 bar ja varaston vesitilavuus yli 4000 litraa. Vähimmäisetäisyydet 25 m

II.2) Alle 16 bar ja varaston vesitilavuus yli 4000 litraa. Vähimmäisetäisyydet 10 m tai 5 m

Etäisyydet sähköjohtoon: Ryhmään I kuuluvan tankkausaseman vaakasuora etäisyys vähintään 110 kV avojohtoon tulee olla vähintään 100 m. Ryhmään II kuuluvan aseman minimietäisyys vähintään 110 kV avojohtoon on 30 m (edellyttäen, että kaasu tuodaan asemalle muoviputkella). Asemaa ei saa sijoittaa suoraan avojohdon alle riippumatta johdon jännitteestä.

Jakeluaseman sisäiset vähimmäisetäisyydet ovat seuraavia: Jakelumittari tulee sijoittaa vähintään 5 metrin päähän jakeluaseman rakennuksista ja ajoneuvojen pysäköintiin varatuista alueista. Jakelumittarin etäisyys tontin rajaan on vähintään 4 metriä ja jakeluaseman ulkopuolisiin rakennuksiin vähintään 8 metriä.

Tankkausaseman tekniset vaatimukset noudattelevat aiemmin mainittuja eurooppalaisia standardeja. Näiden lisäksi on joitakin tarkempia huomion arvoisia vaatimuksia:

- Turvallisuusvarusteista: pääsulkuventtiili kaasun tuloputkessa, paineen ja lämpötilan säätö- ja turvajärjestelmä, jatkuvatoiminen vuodonilmaisujärjestelmä, lämpötilakompensoitu täyttöjärjestelmä, riittävä määrä hätäseis -painikkeita, suojarakennusten tulee olla palamatonta (vähintään A2-s1, d0-luokan, E1 Suomen rakentamismääräyskokoelma) materiaalia, varoitusmerkinnöt, alkusammutuskalusto (vähintään yhdellä 6 kg:n 24A 144BC luokan käsisammuttimella) ja toimintaohjeet hätätilanteiden varalta
- Ajoneuvoihin tankattavan kaasun tulee olla hajustettua. Kaasun vesipitoisuus saa olla enintään 32 mg/Nm<sup>3</sup> (kastepiste - 9 °C 200 bar paineessa)
- Suositeltava varastotyyppi on kaasupullo. Kaasuvaraston maksimipaine on 300 bar. Kompressorisyksikön ja jakelumittarin välinen kaasuputki valmistetaan tarkoitukseen sopivasta materiaalista. Putki sijoitetaan maan alle, peitesyvyys on vähintään metri ja putki merkitään merkintänauhalla
- Jakelumittari sijoitetaan korokkeelle siten, ettei liikenne aiheuta jakelumittarille vaaraa. Yleensä koroke varustetaan törmäyssuojalla

Tarkastuksia tankkausasemalle tehdään ennen käyttöönottoa ja sen aikana säännöllisesti.

Ennen tankkausaseman käyttöönottoa asemalle tehdään rakennetarkastus, sähkövarmennustarkastus, mittalaitteiston käyttöönottotarkastus ja pelastusviranomaisen suorittama käyttöönottotarkastus (erityinen palotarkastus).

Käyttöönoton yhteydessä tankkausasemalle suoritetaan tarkastus, jossa todetaan ennen käyttöönottoa tehtyjen huomioiden korjaukset. Lisäksi tarkastetaan valvontayhteyksien toimivuus, laitteiston tiiviys ja kaasuvuotoilmaisimien toiminta testikaasun avulla.

Käytön aikana tankkausasemalle tehdään mittauslaitteiston määräaikaistarkastus, maakaasuasetuksen mukainen määräaikaistarkastus kahdeksan vuoden välein ja operoinnista vastaavan henkilön tulee suorittaa kirjallisen huolto-ohjelman mukaisia tarkastuskäyntejä.

## 2.3 Kaasun varastointi ajoneuvoissa

UN/ECE-sääntö nro 110 (2015) yhdenmukaistaa CNG:tä ja LNG:tä polttoaineena käyttävien ajoneuvojen erityisosat, mukaan lukien polttoainesäiliöiden vaatimukset ja tyyppihyväksynät [3]. Säännös koskee lähinnä M- ja N-luokkia (henkilöautot, linja-autot, pakettiautot, kuorma-autot) ja on hyvin kattava ja yksityiskohtainen, joten tähän on koottu polttoaineen säilytyksen kannalta oleellisinä pidettäviä asioita:

- 18.1.2 Kaikkien järjestelmän osien on oltava tämän säännön I osan mukaisesti tyyppihyväksytyjä erillisinä tai monitoimiosina
- 18.2.1 Mikään CNG- ja/tai LNG-järjestelmän osa, osiin kuuluvat suojamateriaalit mukaan luettuina, ei saa ylittää ajoneuvon ääriiivoja
- 18.2.2 Asianmukainen suojaus viereisten osien kuumuudelta on otettava huomioon eikä mikään CNG- ja/tai LNG- järjestelmän osa ei saa sijaita alle 100 mm:n etäisyydellä pakoputkesta tai vastaavasta lämmönlähteestä, ellei osia ole asianmukaisesti suojattu kuumuudelta
- 18.4.3 Kun ajoneuvo on käyttövalmis, polttoainesäiliön on sijaittava vähintään 200 mm tienpinnan yläpuolella
- 18.5.1.1 Automaattinen kaasupullonventtiili on asennettava suoraan jokaiseen CNG-säiliöön
- 18.5.5.1 CNG-polttoainesäiliöön asennetaan kaasutiivis kotelo, joka peittää CNG-säiliöiden liitokset ja joka on 18.5.5.2–18.5.5.5 kohdan vaatimusten mukainen, ellei CNG-säiliötä ole asennettu ajoneuvon ulkopuolelle
- 18.5.5.4 Moottoriajoneuvon korin pohjassa sijaitsevilla kaasutiiviin kotelon tuuletukseen käytettäviä yhdysletkuja ja poistoputkia varten on varattava pinta-alaltaan vähintään 450 mm<sup>2</sup>:n vapaa aukko
- 18.5.5.5 CNG-säiliöiden liitokset ja yhdysletkut peittävän kotelon on oltava kaasutiivis 10 kPa:n paineessa ilman, että pysyviä vääntymiä ilmenee. Näissä olosuhteissa voidaan sallia vuoto, joka on korkeintaan 100 cm<sup>3</sup> tunnissa
- 18.11.2 Ajoneuvoissa, joissa useampia kuin yksi polttoainejärjestelmä, on oltava polttoaineen valintajärjestelmä, jonka estettävä sekä kaasumaisen polttoaineen virtaus bensiini- tai dieselsäiliöön, että bensiinin tai dieselin virtaus kaasupolttoainesäiliöön myös polttoaineen valintajärjestelmän vikaantuessa
- 18.12 LNG-järjestelmä on suunniteltava siten, että estetään mahdollinen LNG:n ei tarkoituksen mukainen varastoituminen (trapping)
- 18.13 Luokan M (henkilökuljetusajoneuvot) ajoneuvojen LNG-järjestelmä on varustettava maakaasun ilmaisimella ja/tai kaasutiiviillä kotelolla. Luokan N (lastin kuljetusajoneuvot) ajoneuvojen LNG-järjestelmä voidaan varustaa maakaasun ilmaisimella, jos polttoaineen varastointisäiliö ja siihen liittyvät putket on asennettu ajoneuvon ulkopuolelle ilman mahdollisuutta kaasun jäämisestä loukkuun (vrt. 18.12 kohta). Jos polttoaineen varastointisäiliö sijaitsee luokan N ajoneuvon lastitilan sisällä, maakaasun ilmaisin ja/tai kaasutiivis kotelo on pakollinen
- Liite 3A: Paineistetun maa- ja biokaasun (CNG) säilyttämiseen ajoneuvossa tarkoitetut suurpainepullot jaetaan neljään ryhmään valmistusmateriaalien suhteen, tarkemmin kts. 3.2.2:

- CNG-1 Metalli
  - CNG-2 Metallivuoraus, joka on vahvennettu hartsikyllästetyillä jatkuvilla filamenttikuiduilla (lieriöosa päällystetty)
  - CNG-3 Metallivuoraus, joka on vahvennettu hartsikyllästetyillä jatkuvilla filamenttikuiduilla (kokonaan päällystetty)
  - CNG-4 Hartsikyllästetyistä jatkuvista filamenttikuiduista tehty päällyste, jossa vuoraus on muuta ainetta kuin metallia (kokonaan komposiittimateriaalia)
- Liite 3A: Liitteen lähtökohtana on polttoaineena käytettävänä maakaasun käyttöpaine 20 MPa vakiintuneessa 15 °C:n lämpötilassa ja enimmäistäyttöpaine 26 MPa. Laskelma voidaan sovittaa muille käyttöpaineille kertomalla paine sopivalla kertoimella (suhde). Esimerkiksi jos järjestelmän käyttöpaine on 25 MPa, paineet on kerrottava 1,25:llä. Kaasupullon käyttöiän määrittelee valmistaja ja se voi vaihdella sovelluksista riippuen. Käyttöikä määritellään sen perusteella, että kaasupullot täytetään 1 000 kertaa vuodessa vähintään 15 000 täytökertaa. Enimmäiskäyttöikä on 20 vuotta
  - Liite 3B: Nestesäiliöt - Polttoaineena käytettävän maakaasun säilyttämiseen ajoneuvossa tarkoitettu tyhjiöeristetty säiliö. Säiliöiden on oltava jotakin määriteltyihin käyttöolosuhteisiin soveltuvaa austeniittista ruostumatonta terästä, ja niiden suunnittelun ja valmistustavan on sovelluttava tarkoitettuun käyttöön.
  - Liite 3B: Liite perustuu käyttöpaineeseen, joka on pienempi kuin 26 MPa. Laskelma voidaan sovittaa muille käyttöpaineille (WP) kertomalla paine sopivalla kertoimella (suhde) seuraavaa kaavaa käyttäen:  $P_{test} = 1,3 (WP + 0,1) \text{ [MPa]}$ . Säiliön käyttöiän määrittelee valmistaja ja se voi vaihdella sovellusten mukaan
  - Liite 3B, 2.4: Vetyä saa olla enintään 2 tilavuusprosenttia, jos säiliöt on valmistettu teräksestä, jonka enimmäisvetolujuus on yli 950 MPa
  - Liite 5D: CNG:n/LNG:n kanssa kosketuksissa olevan ei-metallisen osan tilavuus ei saa muuttua tai paino laskea liikaa. Testi tehdään n-pentaaninkestävyys standardin ISO 1817 mukaisesti. Tilavuuden muutos saa olla enintään 20 prosenttia ja massa saa vähentyä enintään 5 prosenttia alkuarvoon verrattuna

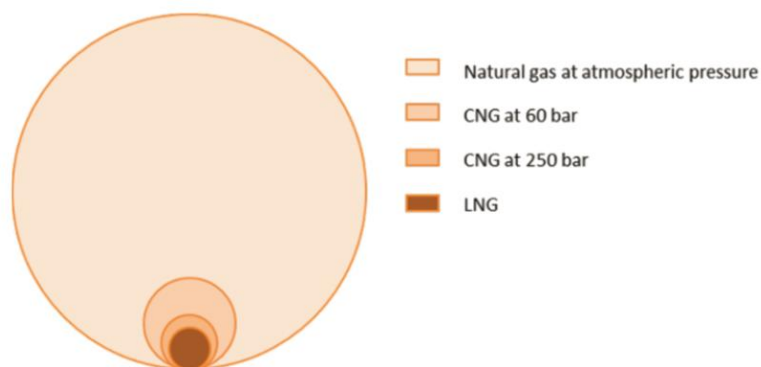
### 3. Nykyinen varastointiteknologia

Maakaasusta (natural gas, NG) noin 85-95 % on metaania ( $\text{CH}_4$ ). Biokaasusta (Biogas, BG) tyypillisesti 60% on metaania, ja jalostamalla biokaasua eli poistamalla hiilidioksidia sekä muita epäpuhtauksia saadaan biokaasusta tuotettua hyvin puhdasta metaania, josta käytetään alkuperän vuoksi nimeä biometaani (BM). Paineistettua (yleensä 200 bar tai 250 bar) maakaasua kutsutaan lyhenteellä CNG (compressed natural gas) ja vastaavaa biometaania lyhenteellä CBM (compressed biomethane). Nesteytettyä maakaasua kutsutaan lyhenteellä LNG (liquified natural gas) ja vastaavaa biometaania LBM (liquified biomethane). Metaanin tiheys ja tehollinen lämpöarvo normaalitilassa (1 bar, 0 °C), 200 bar paineessa sekä nestemäisenä on esitetty alla Taulukko 2:ssa.

Taulukko 2. Metaanin teholliset lämpöarvot eri lämpötiloissa ja paineissa.

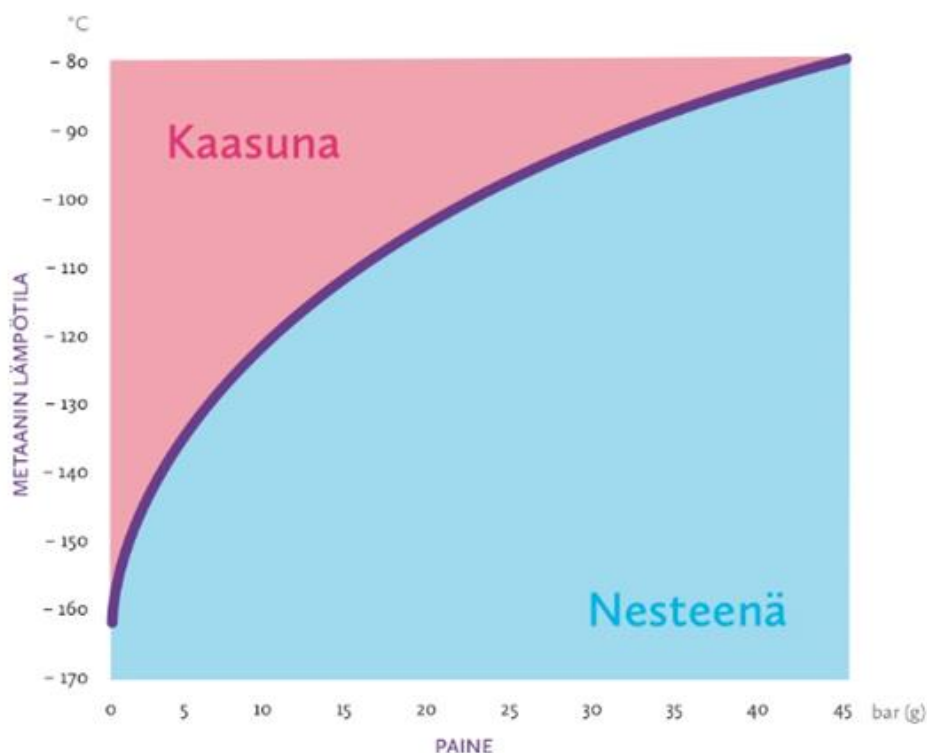
		Normaalitila	CNG/CBM	LNG/LBM
Paine	bar	1	250	1
Lämpötila	C	15	15	-162
Tiheys	$\text{kg/m}^3$	0,7	180	423
Tehollinen lämpöarvo	MJ/kg	50	50	50
	MJ/m <sup>3</sup>	38	9 000	22 200

Metaanin/maakaasun tilavuus muuttuu merkittävästi riippuen siitä, onko kyseessä ilmanpaineinen normiolosuhteissa oleva metaani, 200 bar paineessa oleva metaani vai nesteytetty metaani (Kuva 2). Verrattuna dieseliin (35 900 MJ/m<sup>3</sup>) on yhden diesellitran energiasisältö sama kuin 4 l CNG (250 bar) tai 1,6 l LNG.



Kuva 2. Suhteellinen tilavuus maakaasua samaa massayksikköä kohden eri olosuhteissa. [4]

Metaanin olomuoto (kaasumainen vai nestemäinen) riippuu lämpötilasta ja paineesta (Kuva 3). Metaani on nestemäistä ilmanpaineessa alle -164 °C lämpötilassa.



Kuva 3. Metaanin faasin riippuminen lämpötilasta ja paineesta. [5]

Osa laitekustannuksista on skaalattu vuoteen 2017 käyttäen Chemical Engineering -lehden tehdaskustannusindeksiä inflaation huomioimiseksi. Kustannus dollareina (US) on muutettu euroiksi vuoden 2017 vuoden keskimääräisellä kurssilla 1€=1,13\$ [6], [7].

### 3.1 Biokaasun ja biometaanin välivarastointi

Säilytysratkaisujen ylämittakaavaksi rajattiin biokaasulaitosten koko Euroopassa. Suomessa suurimmat biokaasulaitokset tuottavat 14 000 000 Nm<sup>3</sup> kaasua vuodessa ja, maatilalaitokset 16 000 Nm<sup>3</sup> vuodessa. Esimerkiksi Tanskan suurin laitos tuottaa 75 000 000 Nm<sup>3</sup> biokaasua vuodessa [8].

Biometaanin (sekä maakaasun ja biokaasun) säilytysratkaisut voidaan jakaa

- kaasuvarastoon
  - matalapaineinen
  - korkeapaineinen
- nestemäiseen varastoon
  - nesteytetty metaani
- kiinteään varastoon
  - absorbointi väliaineeseen
  - adsorbointi väliaineeseen

Kiinteä varastointi on tällä hetkellä tutkimus ja kehitys- sekä demonstroitivaiheessa. Kiinteän varastoinnin vaihtoehtoja on metaanin absorbointi ja adsorbointi väliaineeseen. Näistä metaanin adsorbointitekologioita käsitellään tarkemmin seuraavassa luvussa 4, jossa on selvitetty adsorbointitekнологian tulevaisuuden ratkaisuja.

Tällä hetkellä kaupallisesti saatavilla olevia teknisiä ratkaisuja ovat kaasumaiset ja nestemäiset varastointiratkaisut, jotka käsitellään tässä luvussa.



Metaanin varastointi ja sen kustannusvaikutus on yleensä vain osa koko konseptin kustannusta, ja kustannusten arvioinnissa tulee ottaa huomioon kaikki konseptin osat. Esimerkiksi nestemäinen varasto voi tarkoittaa käytännössä esimerkiksi sitä,

- että metaani toimitetaan paineistettuna/nestemäisenä paikan päälle
- tai että metaanin valmistus PtG-periaatteella tehdään varsin suuressa mittakaavassa
- tai että biokaasun jalostus biometaaniksi tehdään paikan päällä

Biokaasun jalostusprosessi ja biometaanin kompressointiprosessi ovat erilliset ja ne voidaan valita suhteellisen vapaasti riippumatta toisistaan.

Kaasumainen varastointi on tyypillisesti pienessä mittakaavassa halvempaa, jolloin suunniteltu mittakaava ohjaa varastointivaihtoehdon valintaa.

Matalapaineinen varastointi tarkoittaa usein merkittävästi suurempaa fyysistä tilantarvetta kuin korkeassa paineessa toteutettu varastointi, kts. Kuva 2. Korkeapaineisen kaasun varastointisäiliön investointikustannus on suuri, mutta tilantarve pieni. Lisäksi nykyinen kompressointitekniikka kuluttaa huomattavasti sähköenergiaa. Näiden seikkojen vuoksi jalostamaton biokaasu säilytetään yleensä lähes aina matalapaineisessa varastossa, koska inerttien kaasujen kompressointiin tai säilytykseen ei kannata investoida.

### 3.1.1 Varastointi kaasufaasissa

Kaasun varastointisäiliöt jaotellaan tässä matalapaineisiin sekä korkeapaineisiin säiliöihin. Korkeapaineisten säiliöiden ylärajana on tankkauspaine sekä varastointipaine jotka ovat määritetty luvuissa 2.2 ja 2.3 esitettyjen standardien mukaisesti. Tämä pätee sekä biokaasulle, maakaasulle että metaanille.

Biokaasun säiliön valinnassa täytyy huomioida se, sisältääkö kaasu vielä rikkivetyä tai vettä, sillä kumpikin kaasu voi aiheuttaa korroosiota, vaikka kaasu olisi osittain puhdistettua. Taulukko 3:een on koottu Krich et al [9] listaamia erilaisia vaihtoehtoja biokaasun säilytykselle farmikokoluokassa. Biokaasun paineistettu säilytys on harvinaista.



*Taulukko 3. Maatilakäyttötarkoitukseen yleisesti käytettyjä säilytysvaihtoehtoja biokaasulle ja biometaanille. [9]*

Purpose of Storage	Pressure (psi)	Storage Device	Material	Size (ft <sup>3</sup> )
Short and intermediate storage for on-farm use (currently used on farms for biogas storage)	< 0.1	Floating Cover	Reinforced and non-reinforced plastics, rubbers	Variable volume usually less than one day's production
	<2	Gas bag	Reinforced and non-reinforced plastics, rubbers	150 – 11,000
	2 – 6	Water sealed gas holder	Steel	3,500
		Weighted gas bag	Reinforced and non-reinforced plastics, rubbers	880 – 28,000
		Floating roof	Plastic, reinforced plastic	Variable volume, usually less than one day's production
Possible means of storage for later on- or off-farm use (could be used for biomethane)	10 – 2,900	Propane or butane tanks	Steel	2,000
	>2,900	Commercial gas cylinders	Alloy steel	350

### 3.1.1.1 Matalapaineiset kaasusäiliöt

Perinteisten, teräksestä valmistettujen säiliöiden lisäksi kaasulle/biokaasulle on säilytystekniikoita, joissa säiliön tilavuus vaihtelee kaasun säilytystarpeen perusteella. Tällaisia tekniikoita ovat kaasukellot sekä membraaniteknologiaan perustuvat kaasusäiliöt.

Perinteisen teräksestä valmistetun säiliön tilavuus ei muutu, joten paine säiliössä vaihtelee biokaasun/metaanin määrän vaihdellessa. Lisäksi erityisesti puhdistamaton biokaasu lisää korroosioriskiä ja siten vaikuttaa materiaalivalintaan nostaten säiliön hintaa.

Kaasukello (gasometer /gas holder) on hieman ilmanpainetta korkeammassa paineessa säilytettävän kaasun varastointiin tarkoitettu suuri kaasusäiliö. Kaasukelloilla on kaksi erilaista päärakennetta [10].

- tilavuudeltaan vaihteleva, vesilukkoon (water-sealed) perustuva kaasukello
- jäykät vedettömät kaasusäiliöt, joissa kaasusäiliön tiiviys perustuu
  - öljylukkoon (oil-sealed)
  - rasvalukkoon (grease-sealed)
  - membraaniteknologiaan perustuvaan kuivalukkoon (dry seal)

Kaasukello on tyypillisesti tarkoitettu toimimaan puskurina erityisesti vaihtelevan tuotannon ja kulutuksen välissä, ei niinkään kaasun pitkäaikaiseen säilytykseen. Suomen muut kaasukellot on poistettu käytöstä, mutta Raahessa terästehtaalla on edelleen käytössä 3 kaasukelloa. Uusin on valmistunut 1990-luvulla. Kaasukellot tasapainottavat masuuni- ja koksikaasun tuottoa ja kulutusta. [11]

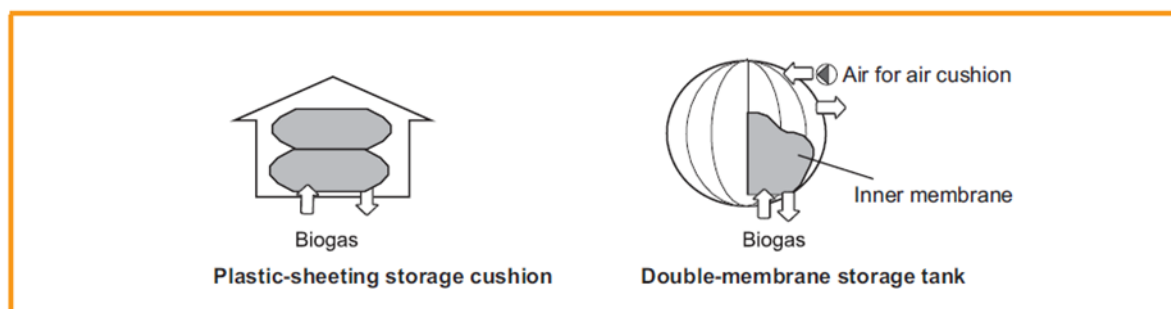
Biokaasua säilytetään tyypillisesti matalapainesäiliössä. Usein matalapaineisen biokaasun säilytyksessä kyseessä on välivarastointi, jonka tarkoitus on tasata kulutuksen ja tuotannon vaihtelua. [9] Biokaasua voidaan säilyttää matalassa paineessa joko erillisessä säiliössä, tai sitten kaasun välivarastointia varten voidaan rakentaa mädätyslaitoksen katolle kelluva kaasusäiliö/kaasuhuppu (Kuva 2). [12]

Mädätyslaitoksen katolla kelluva kaasusäiliön materiaaleina yleisesti käytetään joko terästä, lasikuitua tai joustavaa kangaskudos materiaalia. [9] Tämän ratkaisun hyötyihin kuuluu edullinen investointikustannus, sekä tilan säästö.



Kuva 4. Esimerkkejä matalapainesäiliöistä biokaasulle. [12]

Mädätysreaktorista erillinen kalvoperusteinen matalapainesäiliö voi joko muistuttaa malliltaan patjaa/tyynyä (plastic sheeting cushion), jolloin se tarvitsee suojakseen ulkoseinät, kts. Kuva 5. Toinen vaihtoehto on, että varsinaista säiliötä ympäröi toinen kerros muovikalvoa, niin kutsuttu kaksoiskalvosäiliö, kts. Kuva 5 ja Kuva 6. Tässä tapauksessa kalvojen välissä on ilmakerros, jonka ylläpitämistä varten tarvitaan myös ilmakompressori. [12] Hyvänä puolena mädätysreaktorista erillään olevassa säiliössä on se, että se mahdollistaa suuremman välivaraston käyttämisen. Huonot puolet ovat tarvittava maanpäällinen tila sekä mahdollisesti tarvittava ylimääräinen rakennus (mikäli kyseessä on patja/tyyny -säiliötyyppi). Lisäksi jos säiliö on sisätilassa, tarvitaan erittäin hyvä ilmanvaihto, ettei rakennukseen muodostu räjähtävää seosta. Huoltoa ei juurikaan tarvita ja huoltokustannukset ovat siksi hyvin alhaiset. Matalapainesäiliön kapasiteetti voi ylittää 2000 m<sup>3</sup>. [12]



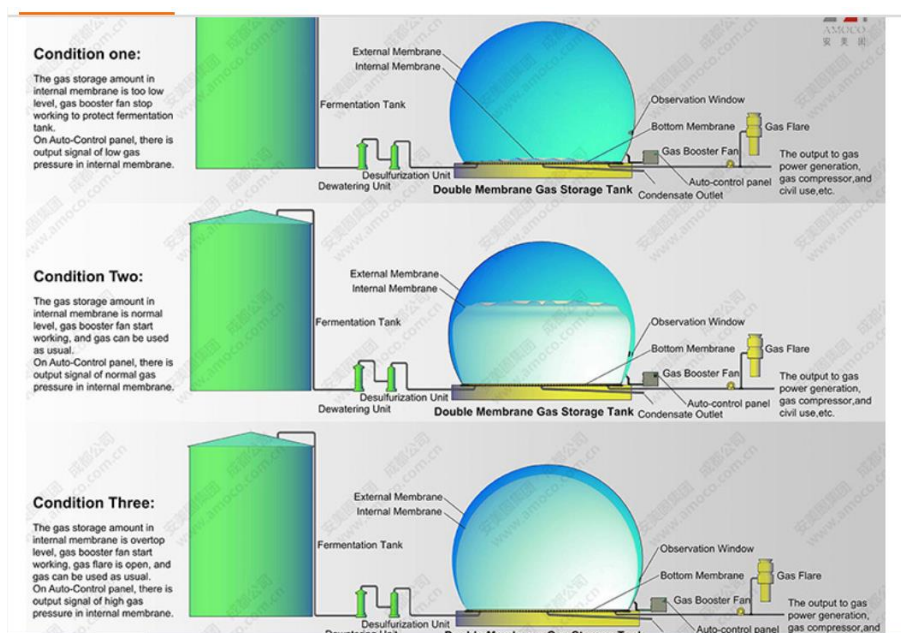
Kuva 5. Matalapainesäiliötyypit biokaasulle. [12]



Kuva 6. Esimerkki kaksokalvosäiliöstä. [12]

Kaksokalvosäiliön biokaasun säilytykseen kehitti itävaltalainen yritys Sattler Ag yli kolmekymmentä vuotta sitten. [13] Sattler valmistaa säiliöitä edelleen. Materiaali on tyypillisesti joustavaa, PVC:llä päällystettyä polyesterikangasta. [14] Päällimmäinen materiaali on myös lumen ja sään kestävä. Korroosio ei ole ongelma, joten säiliö sopii erityisen hyvin biokaasulle tai biometaanille, jonka puhdistus ei ole riittävää paineistettuihin teräsastioihin.

Kaksokalvosäiliössä on nimensä mukaisesti kaksi kalvoa, ulompi ja sisempi. Ulompi säilyttää muotonsa koko ajan, sen sijaan sisempi kalvo joustaa kaasun määrän mukaan, kts. Kuva 7. Ulomman kalvon muoto pysyy, sillä kalvojen väliin puhalletaan jatkuvasti ilmaa kompressorilla, siten että kahden kalvon välisen tilan paine pysyy vakiona. Ilmakompressorin toimii jatkuvatoimisesti. Rakennusratkaisu on edullinen, sillä kalvojen alle pitää rakentaa perusteet sekä sisään ja ulostuloputket metaanille.



Kuva 7. Kaksokalvosäiliön toimintaperiaate. [https://www.alibaba.com/product-detail/CE-certificated-Membrane-Biogas-Storage-Tank\\_581800982.html](https://www.alibaba.com/product-detail/CE-certificated-Membrane-Biogas-Storage-Tank_581800982.html)

Nykyään verkosta löytyy Sattlerin lisäksi muita valmistajia, jotka tarjoavat samaa ratkaisua (CST, VSO Biogas Technologies of France). [14]

Muun muassa kiinalainen AMOCO Group myy kaksoiskalvosäiliöitä hintaan 5 000 - 500 000 \$ kapasiteetille 50 - 10000 m<sup>3</sup>. [15] Käyttöäksi markkinoidaan 15 vuotta. Materiaali on PVC-päällystettyä polyesteriä, monikerroksinen kalvo.

### 3.1.1.2 Korkeapaineiset kaasusäiliöt (paineastiat)

Kaasusäiliö voi olla paineistettu joko tankkauspaineeseen (max 260 bar) tai sitten matalampaan paineeseen.

Paineistetut kaasusäiliöt edellyttävät hyvin puhdistettua kaasua korroosion välttämiseksi. Paineen kasvaessa puhtausvaatimukset tiukentuvat. Biokaasun kohdalla suurimmat korroosion aiheuttajat ovat rikkivety ja vesi, korkeissa paineissa jopa hyvin pieninä pitoisuuksina. Biokaasun paineistettu säilytys onkin harvinaista. Paineastian investointi- ja ylläpitokustannukset ovat suuria, joten tyypillisesti vasta jalostettu ja puhdistettu biometaanipaineistetaan. [14]

Suurten paineistettujen terässäiliöiden lisäksi metaania voidaan varastoida kaasumaisessa muodossa kaasupullo- ja monisäiliökonteissa. [16] Kun säilytettävän kaasun määrä vaihtelee, voi olla tehokkaampaa ja taloudellisesti kannattavampaa säilyttää kaasua useassa pienemmässä paineastiassa/kaasupullossa yhden suuren säiliön sijasta.

Paineistettu kaasusäiliö, jota ei tarvitse siirtää, voi olla myös painava. Sen sijaan säiliö, jota halutaan liikuttaa (polttoainesäiliö ajoneuvossa/työkoneessa tai CNG:n/LNG:n siirtokuljetus), kannattaa pyrkiä suunnittelemaan mahdollisimman kevyeksi, eli käyttämään kevyitä materiaaleja. Lait ja asetukset ohjaavat käytännössä paineastian suunnittelua (tarkemmin kappaleessa 2.1). Paineastiat suunnitellaan paineastiastandardeissa olevien kaavojen ja ohjeiden perusteella, halutun suunnittelupaineen ja säiliön massan tai tilavuuden perusteella. Kaasusäiliöt voidaan jakaa materiaalin perusteella eri tyyppisiin. Samaa luokitusta käytetään myös standardeissa (kappale 2.3). Halvin ja painavin paineastia (tyyppi I) on valmistettu teräksestä (teräksen tulee olla sitkeää erikoisterästä, ja jos on korroosioriski niin korroosion kestävä). Kevyemmät komposiittimateriaaleihin perustuvat ratkaisut ovat kalliimpia kuin teräs.

Pieneköjen tyyppin I-IV kaasusäiliöiden karkea kustannusarviovertailu tilavuutta kohti on esitetty alla Taulukko 4:ssä.

*Taulukko 4. Paineistettujen kaasusäiliöiden kustannusarvio tyyppistä riippuen. [17]*

CNG säiliön tyyppi		I	II	III	IV
Suuntaa antava hinta* tilavuutta kohti	€/2017/l	3-5	5-7	9-13	11-17

\* Kustannus skaalattu kemianteollisuuden indeksin (CEPCI) perusteella vastaamaan vuotta 2017 [6] ja muutettu dollareista (US) euroiksi vuoden 2017 kurssilla 1€=1,13\$ [7].

Toinen hintaesimerkki on James et al [18] raportista. Valmistajalta saatu hintatieto tyyppin III kaasusäiliölle, jonka tilavuus on 268 l, oli 2587 \$<sub>2016</sub> ennen asennusta, kts. Taulukko 5. Ko. pullon hinta tilavuutta kohti on tällöin 9 €/2017/l. Asennuksen arvioitiin lisäävän kustannusta 10%. [18]

James et al [18] mukaan tyyppin IV kaasusäiliöt ovat vasta tulossa suuren mittakaavan massatuotantoon. James et al arvioivat, että tyyppin IV kaasusäiliön tämän hetkinen hinta on 7800 \$<sub>2016</sub> (26 €/2017/l), mutta on mahdollista, että pullon hinta saattaa valmistusmäärän kasvaessa laskea merkittävästi. [18] James et al arvioivat, että jopa 1400 \$<sub>2016</sub> (5 €/2017/l) valmistuskustannus pullolle olisi mahdollista saavuttaa 10 000 pulloon vuodessa valmistavalla tehtaalla, jos koko tuotantoprosessi saadaan optimoitua, kts. Kuva 8.

WE R CNG mainostaa 246 l tyyppin III säiliön hinnaksi 3419 \$ eli 12 €/l ja paino tilavuutta kohti on 0,44kg/l. [19]

Taulukko 5. Kaupallisesti saatavilla olevan tyypin III kaasusäiliön hinta ja ominaisuudet. [18]

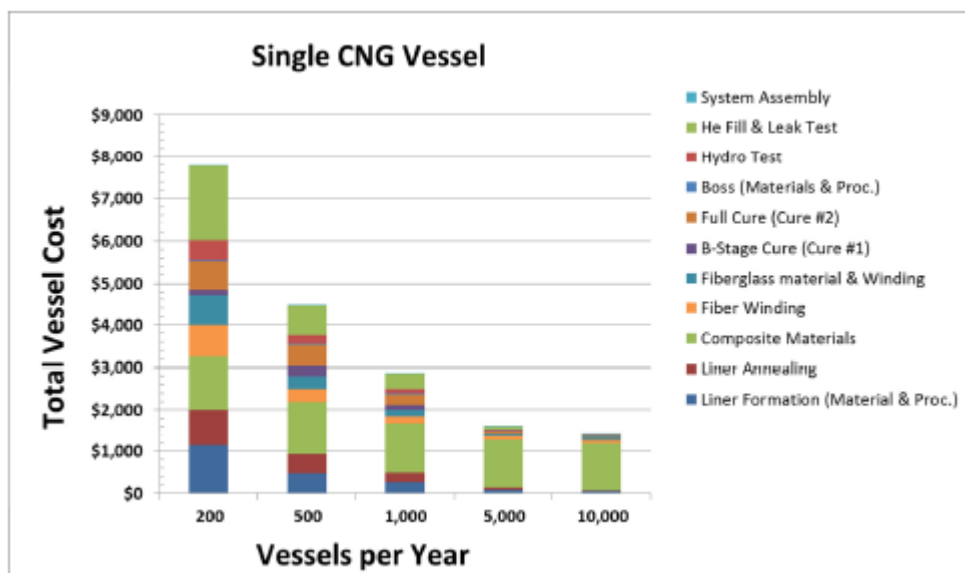
	Units	Commercial System <sup>1</sup>
Annual Production <sup>2</sup>	units/year	1,000
Interior Volume	L	268
Tank Mass	kg	70.8
Tank Cost <sup>3</sup>	\$	2,587
Manufacturers Markup <sup>4</sup>	%	15
Installer Markup <sup>4</sup>	%	10
Tank Price	\$	3,272

<sup>1</sup> Values are the average from vendors polled

<sup>2</sup> Commercial production volumes are estimated

<sup>3</sup> Estimated from assumed markups for commercial systems

<sup>4</sup> Estimated for manufacturer and installer



Kuva 8. Arvio kustannusten jakaumasta tyypin IV CNG kaasusäiliön tulevaisuuden tuotantomäärästä riippuen. [18]

Frost & Sullivan arvio vuonna 2016 julkaisemassaan maakaasua käyttäviä kuorma-autoja koskevassa markkinaselvityksessä ajoneuvokäyttöön tehtyjen CNG säiliöiden kustannuksen laskevan Euroopassa ja Pohjois-Amerikassa noin 30 % vuoteen 2025 mennessä vuoden 2015 tasosta. Pääasiallinen syy säiliöiden kustannusten laskulle on säiliöiden valmistuksen määrän kasvu ja kehitys säiliöteknologiassa. [20]

Monisäiliökontti (multiple element gas container, MEGC) tarkoittaa astioita tai pulloja, jotka ovat kiinnitetty toisiinsa kokoojaputkistolla ja kiinnitetty monisäiliökontin kehikkoon standardin mukaisesti. Säiliötyyppejä ovat mm. kaasupullot ja paineastiat. Standardeista liittyen kaasupulloihin, säiliöihin ja paineastioihin ja MEGC-ratkaisuihin on kerrottu kappaleessa 2.1. Siirtokonttien hinnat vaihtelevat materiaalien ja kapasiteetin mukaan. Kontteja on saatavana teräspulloissa tai komposiittipulloissa. Komposiittipullot ovat kevyempiä ja tilavuudelta suurempia, mutta myös kalliimpia. Esimerkiksi Worthington valmistaa kontteja, jotka sisältävät 270 l tyypin III kaasupulloja 35-150 kpl CNG:n säilytykseen ja kuljetukseen, Kuva 9. [21] Kontin tyhjäpaino (ei kaasua) on 5050 - 21617 kg pullojen määrästä riippuen.





*Kuva 9. Worthingtonin valmistama monisäiliökontti (MEGC), joka koostuu tyypin III kaasupulloista. [21]*

### 3.1.2 Varastointi nestefaasissa

Metaanin tiheys kasvaa nesteyttämällä lähes 600 kertaiseksi (LNG tiheys 420-450 kg/m<sup>3</sup>, lupa-asioissa käytetään 500 kg/m<sup>3</sup>). Suuren energiatihedyyden lisäksi nesteytetyn metaanin etuja on sen energiatehokas kuljettaminen jo olemassa olevaa kalustoa hyödyntäen (verrattuna kaasun kuljettamiseen korkeassa paineessa tai ilmanpaineessa), sekä se että sitä voi tankata sekä LNG että CNG ajoneuvoihin (tosin CNG-ajoneuvoja varten tarvitaan erillinen höyrystyslaitteisto).

Maailmanlaajuisesti nesteytetyn metaanin pienen mittakaavan säilytys tapahtuu tyypillisesti 500-5000 m<sup>3</sup> säiliöissä. [22] Maalla olevat säiliöt voidaan jakaa

- paineistettuihin
  - o pallomaisiin säiliöihin (spherical tanks). Nämä ovat kuitenkin harvinaisia ratkaisua.
  - o sylinterimäinen säiliö puolipallon muotoisilla päillä (bullet tanks)
- ilmanpaineisiin
  - o tasapohjainen säiliö
  - o sylinterimäinen säiliö puolipallon muotoisilla päillä

Taulukko 6:een on koottu eri ratkaisuiden hyviä puolia ja heikkouksia. Vallitseva ratkaisu pienessä mittakaavassa on paineistettu säiliö (3-10 bar). [22]

Taulukko 6. Nesteytetyn metaanin säiliötyyppien hyviä ja huonoja puolia. [22]

Mode	Tank type	Advantages	Disadvantages
<b>Pressurized</b>	Bullet Tank	Savings on BOG management Saving possibly on pumps Pre-fabricated (= fast track)	Lower Safety Factor Limited storage capacity
	Spherical Tanks	Higher capacity than bullet Saving possibly on pumps Pre-fabricated (= fast track)	Limited storage capacity Lower Safety Factor
<b>Atmospheric</b>	Flat bottom	High Safety High capacity	Expensive Long item to build
	Bullet Tank	Pre-fabricated (= fast track) Less expensive	Limited storage capacity

Muodon lisäksi säiliöt voidaan jakaa rakenneratkaisun perusteella: [22]

- yksinkertainen suojaus (single containment, SC), jossa vaippa on valmistettu ei-kryogeenisiä lämpötiloja kestävästä teräksestä (ei sallittuja EN-standardissa)
- kaksinkertainen suojaus (double containment, DC), jossa sisempi vaippa on valmistettu kryogeenisiä lämpötiloja kestävästä teräksestä ja ulompi vaippa on valmistettu ei-kryogeenisiä lämpötiloja kestävästä teräksestä. Sisemmän ja ulomman vaipan välillä on ns. varasäiliö (storage pit), jonne LNG valuu sisemmän vaipan mahdollisen vuodon aikana
- täysi suojaus (full containment, FC), jossa myös ulompi vaippa on valmistettu kryogeenisiä lämpötiloja kestävästä teräksestä, ja jos sisempi vaippa vuotaa, höyryt pysyvät ulomman vaipan sisällä.

Säiliöiden mitoituksessa IGU:n [22] mukaan kannattaa kiinnittää huomiota seuraaviin kohtiin:

- säiliöön pitää mahtua yhden toimituksen koko sisältö (rekka/kuorma-auto)
- kulutuksen pitää olla suhteellisen säännöllistä. LNG:tä on vaikeaa säilyttää yli paria viikkoa ilman, että se pitää nesteyttää uudelleen.
- paineistetut tankit mahdollistavat edullisemman kaasumaiseksi metaaniksi haihtuvan kaasun (Boil-off gas, BOG) hallinnan
- paineistettu tankki ei välttämättä ole hyvä vaihtoehto, jos asiakas tarvitsee kylmää LNG:tä

Nyrkkisääntönä mainitaan, että nesteytetyn metaanin paineistettu säiliöratkaisu sopii useimmiten paremmin, kun vuosittainen kapasiteetti on alle 0,2 t/a, ja ilmanpaineinen ratkaisu suuremmalle säilytystarpeelle. Tällä hetkellä painesäiliön suurin koko on 1200 m<sup>3</sup>, mutta suurempia ratkaisuja on kehitteillä. [22]

Nesteytetyn maakaasusäiliön vaatimukset Suomessa on esitetty laissa ja määritelty yksityiskohtaisesti aiheeseen liittyvissä standardeissa (tarkemmin kappaleessa 2). Samat vaatimukset pätevät nesteytetyille metaanille ja biokaasulle. Nesteytetyn metaanin säiliö tulee Suomessa olla kaksivaippainen terässäiliö, jonka vaippojen välissä on tyhjiö lämmön eristämiseksi. [5] Nesteytetyn metaanin paine nesteytysprosessin ulostulossa on tyypillisesti 3,5 bar, mikä on usein myös nestemäisen metaanin matalapainesäiliön paine. [9] 3,5 bar paineessa nestemäisen metaanin lämpötilan tulee olla vähintään noin -150 °C. Kaiken materiaalin, joka saattaa joutua kosketuksiin nestemäisen metaanin kanssa, tulee olla kryogeenisiä lämpötiloja kestävä. [5] Säiliö sijoitetaan ulkotiloihin. Tarkempi kuvaus asiasta löytyy Suomen kaasuyhdistyksen sivuilta. [5]

Nesteytetyn metaanin säilytystä suunniteltaessa tulee ottaa huomioon nestemäisestä metaanista kaasumaiseksi metaaniksi haihtuvan kaasun (Boil-off gas, BOG) hallintaratkaisu. Nesteytetyn metaanin säilytyksen haaste on nesteytetyn metaanin lämpeneminen säilytyksen aikana, mikä johtaa sen haihtumiseen kaasuksi. Nestemäisestä metaanista kaasumaiseksi metaaniksi haihtuva osuus on tyypillisesti 0,1-0,5 % päivässä. [22] Jos kaasumainen metaani poistetaan säiliöstä, nesteytetyn metaanin paine ja lämpötila eivät muutu. Jos kaasumaista metaania ei poisteta, paine säiliössä kasvaa, kunnes paineenalennusventtiili aukeaa. Poistettaessa kaasumaista metaania säiliöstä laskee LNG:n metaaniluku, koska metaani pitoisuus pienenee. [22] Metaaniluvun laskulla saattaa olla vaikutuksia käyttökohteen toimintaan. Erityisesti kipinäsytytteisissä polttomootoreissa matalampi metaanipitoisuus vaikuttaa sen toimintaan heikentäen sen energiatehokkuutta. Poistamatta kaasumaista metaania säiliön painetta voidaan laskea tilapäisesti täyttämällä säiliötä alijäähtyneellä nestemäisellä metaanilla, joka lauhduttaa kaasuuntunutta metaania takaisin nestemäiseen faasiin. BOGin hallintaan on kehitetty erilaisia tekniikoita, joilla on sekä hyviä puolia että heikkouksia, kts. Taulukko 7. BOG-ratkaisun valintaan vaikuttaa olennaisesti LNG:n säilytyksen kesto. Esimerkiksi Krich et al suosittelee, ettei nestemäistä metaania säilytettäisi yli viikkoa ennen käyttöä, koska yli viikon säilytysaika voi johtaa taloudellisesti kannattamattomaan toimintaan hävikin vuoksi. [9] Haihtuvan metaanin käsittely säilytyksen yhteydessä tulee huomioida jo suunnitteluvaiheessa, sillä se vaikuttaa kustannuksiin merkittävästi. [22] Metaani on myös erittäin voimakas kasvihuonekaasu, jopa 28 kertaa voimakkaampi kuin hiilidioksidi. Tämän johdosta metaanivuotoja tulee välttää koko elinkaarensa aikana.

*Taulukko 7. Boil-off kaasun hallintaratkaisujen hyviä puolia ja heikkouksia. [22]*

BOG mitigations	Mode	Advantage	Disadvantage
<b>Top spray</b>	LNG transfer	Effective, vapor collapse Low cost solution	Requires internals and topfill line + ESD valves Only if pressurized tank
<b>Vapor return</b>	LNG transfer	Relative low cost solution	Contributes to solution, but rarely a standalone solution (depending on flowrate)
<b>BOG compressor</b>	LNG transfer & storage	Allows BOG to be used as fuel gas/ regen gas or re-liquefy Enables to keep pressure constant Can be single BOG management mitigation method	Very costly Maintenance, reliability If subject to high flow changes, need an bypass to flare/vent
<b>Minimize heat ingress</b>	LNG transfer & storage	Effective Many options available (superinsulated/ vacuum/ PUR/ EPS/ PIR) Can be double containment (safety)	Contribute to solution, but rarely a standalone solution (depending on flowrate)
<b>High throughput</b>	LNG storage	Very effective No CAPEX	Contribute to solution, but rarely a standalone solution (depending on flowrate) Most effective with sub-cooled LNG Limited by customer demand and optimal parcel size
<b>Pressurized storage</b>	LNG storage	Allows more BOG accumulation. Could eliminate the need for pumps	Max volume constraints End-customer constraints
<b>In tank Re-liquefying (coil)</b>	LNG storage	Allows BOG intake Enables to keep pressure constant	Requires another cryogenic tank Coolant refilling required

Suomessa nestemäisen metaanin säiliöön mitoitetaan tilaa myös kaasufaasissa olevalle metaanille (nesteen täyttöaste on yleensä noin 90 %). Nesteytyslaitokseen investoiminen pelkästään boil-off kaasun nesteyttämiseksi uudelleen ei ole yleensä taloudellisesti kannattavaa. [5] Jos uudelleen nesteytysvaihtoehtoa ei ole, niin kaasuuntunut metaani tulee ympäristösyistä hyötykäyttää.



Kryogeeninen teräslaatu X7Ni9, jota edellytetään nestemäisen metaanin säiliöissä, on määritelty standardissa EN10028. Laatu sisältää 9% nikkeliä.

Nesteytetyn metaanin säiliön kustannusta arvioitaessa tulee ottaa huomioon nestemäisestä metaanista haihtuvan kaasun hallintaratkaisu. BOG-ratkaisun valintaan vaikuttaa nesteytetyn metaanin säilytyksen kesto. Tyypillisesti BOG-ratkaisu on halvempi paineistetussa säiliössä. [22]

Nesteytetyn metaanin osalta kustannukseen liittyy usein merkittävänä osana nesteytyskustannus. Nesteytysprosessin kustannus on tyypillisesti 25-40%, loput kustannuksista koostuu pääosin säilytyksestä, putkista, instrumentoinnista, laitoksen ja muun infrastruktuurin rakentamisesta. [22]

IGU:n raportin kustannusarviossa ilmanpaineinen kryogeenisestä teräksestä valmistettu 28 000 m<sup>3</sup> kaksoisvaippasäiliö (FC) maksaa 60 M\$, ja vastaava mutta suurempi säiliö (170 000 m<sup>3</sup>) 135 M\$ [22]. Tyypillinen kustannus säiliöille vaihtelee 800-3000 \$<sub>2015</sub>/m<sup>3</sup> (720-2700 €<sub>2017</sub>/m<sup>3</sup>) pienen mittakaavan säiliöille (tyypillisesti 500-5000 m<sup>3</sup>). Hinta kuutiota kohden pienenee kapasiteetin kasvaessa. Paineistetut säiliöt ovat kuutiohinnoiltaan halvemmasta päästä. [22]

Krich et al mainitsevat biometaanille kaksi tyypillistä kokoluokkaa, 57 m<sup>3</sup> (15 000 gallons) ja 23 m<sup>3</sup> (6000 gallons) maanpäällisiin, paikallaan oleviin ratkaisuihin. [9] Tyypillinen kustannus 57 m<sup>3</sup> nesteytetyn metaanin säiliölle on Krichin et al mukaan 170 000 \$<sub>2005</sub> (3200 €<sub>2017</sub>/m<sup>3</sup>). [9] Krich et al mainitsi myös, että kryogeeniselle biometaanille sopivien pumppujen kapasiteetti on tyypillisesti 380 - 760 l/min ja hinta 15 000 - 25 000 \$<sub>2005</sub>. [9] Kryogeeninen biokaasun jalostus ja samanaikainen nesteytyslaitos, jonka syöttö on 5700 m<sup>3</sup>/d, maksaa noin 1 M\$<sub>2005</sub> ja kuluttaa 300 kW sähköä. [9]

Haimila oli saanut laitetoimittajilta hinta-arvioksi 78 m<sup>3</sup> LNG-säiliölle sekä höyrystimelle 0,15 - 0,20 M€. Säiliön ominaiskustannus oli 2500-3000 €/m<sup>3</sup>. [23]

Frost & Sullivan arvio vuonna 2016 julkaisemassa maakaasukäyttöisiä kuorma-autoja koskevassa markkinatutkimuksessa ajoneuvokäytössä olevien LNG säiliöiden kustannusten laskevan noin 20 - 25 % Euroopassa ja Pohjois-Amerikassa vuoteen 2025 mennessä vuoden 2015 tasosta. Pääasiallinen kustannuksia laskeva tekijä tutkimuksen mukaan on LNG ajoneuvojen myyntimäärän kasvu sekä kehitys LNG säiliötekniologiassa. [20]

### 3.1.3 Tankkaus

Metaanin säilytysratkaisu vaikuttaa metaanin tankkaamiseen. Metaanin tankkausasemat on jaettu nopeisiin ja hitaisiin.

Hidastankkausasemalla tankkauksen kesto voi olla tunteja, ja yleensä tankataan yön yli. Tämä johtuu siitä, että metaanin paineistus tehdään tankkauksen yhteydessä ja metaanin varastosäiliö on matalapaineinen. Tällainen ratkaisu sopii esimerkiksi kotitankkausasemille tai bussivarikoille. Kuluttajakäytössä tarvitaan nopeita tankkausasemia. Jos tankkaaminen voidaan toteuttaa yön yli, eli työkoneen tankki on riittävän suuri koko päivän polttoainetarpeelle, niin silloin hidas tankkaus ei ole ongelma myöskään työkoneiden käytössä.

Jos metaania säilytetään tankkauspaineessa eli korkeassa paineessa, kyseessä on nopeatankkausasema.

Mikäli metaania säilytetään nestemäisenä, on kyseessä aina nopea tankkausasema riippumatta siitä tankataanko ajoneuvoon nestemäistä vai paineistettua metaania. Jos tankataan paineistettua metaania, niin nestemäinen metaani höyrystetään korkeapaineiseen välivarastoon ja tankkaaminen tapahtuu sieltä.

### 3.1.3.1 Hidastankkausasema

Työkoneiden ollessa kyseessä, hidastankkaus eli paineistus tankkaamisen yhteydessä sopii siinä tapauksessa, että työkoneen tankki on riittävän suuri ja että kompressorin on riittävän tehokas, jotta päivän polttoainetarve saadaan tankattua yön aikana. Tällaisen tankkausaseman pääkomponentti on kompressorin.

Pienen mittakaavan hidastankkausasemia valmistaa esimerkiksi FuelMaker [24]. Tuotteet ovat:

- kotikäyttöön
  - o Phill (Kuva 10)
    - virtaus 1,5 Nm<sup>3</sup>/h
    - sähkön kulutus 0,8 kW/h
    - Paineistus sisään 17-35 mbar, ulos 207 bar.
- kaupalliseen käyttöön
  - o FMQ 2.5
    - virtaus 3 Nm<sup>3</sup>/h
    - sähkön kulutus 1,2 kWh
    - Paineistus sisään 17-35 mbar, ulos 207 bar.
  - o FMQ 10
    - virtaus 12 Nm<sup>3</sup>/h
    - sähkön kulutus 3,6 kW/h
    - Paineistus sisään 18-110 mbar, ulos 207 bar.



Kuva 10. Kotitankkausasema. [25]

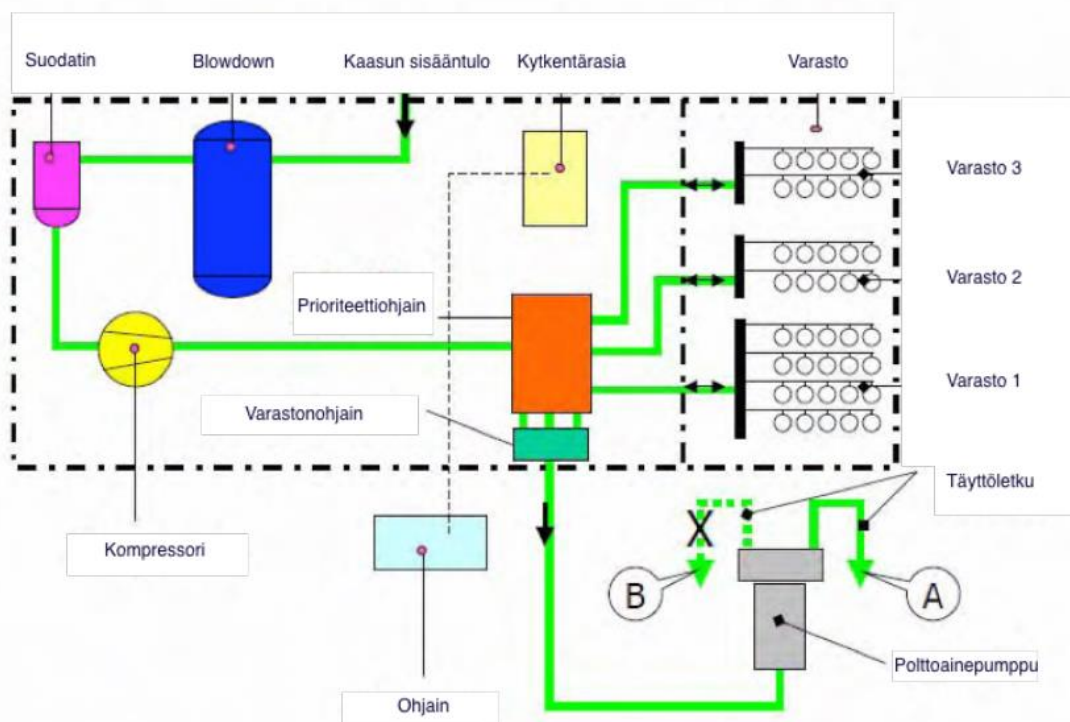
Hinta esimerkiksi mallille BRC Fuelmaker FMQ-2-36 Yhdysvalloissa on 7621 € (Taulukko 8).  
Hinta ei sisällä tankkausletkua eikä suutinta. [25]

Taulukko 8. Tekniset tiedot BRC Fuelmaker FMQ-2-36. [25]

	BRC Fuelmaker FMQ-2-36
Dimensions	540x500x990mm
Weight	66kg
Operating temperature	-40°C to +45°C
Power supply	220Volt
Average electric consumption	1.4 kwh
Inlet pressure	17-35 mbar
Outlet pressure	248 bar/3.600 psig
Flow	2.5 Nm³/h
Sound emission level	49dBA a 5mt

### 3.1.3.2 Nopeatankkausasema

Jos kaasu on varastoitu korkeassa paineessa, ei nopeatankkausasemaa varten tarvita korkeapaineisen kaasusäiliön lisäksi muuta kuin venttiili, tankkausletku ja suutin. Usein tankkausasema on kuitenkin toteutettu kolmella eripaineisella kaasuvälikäytöllä (Kuva 11). Ajoneuvon tankkaus aloitetaan matalapainevarastosta, ja virtauksen pienentyessä varastonohjain vaihtaa ensin yhteyden keskipainevarastoon ja lopuksi vastaavasti korkeapainevarastoon. Tankkausasemia on tehty myös kahdella välikäytöllä. Käyttökustannukset ovat suurempia kahden välikäytön ratkaisussa verrattuna kolmen varaston tankkausasemaan, mutta investointikustannukset pienemmät. [26]



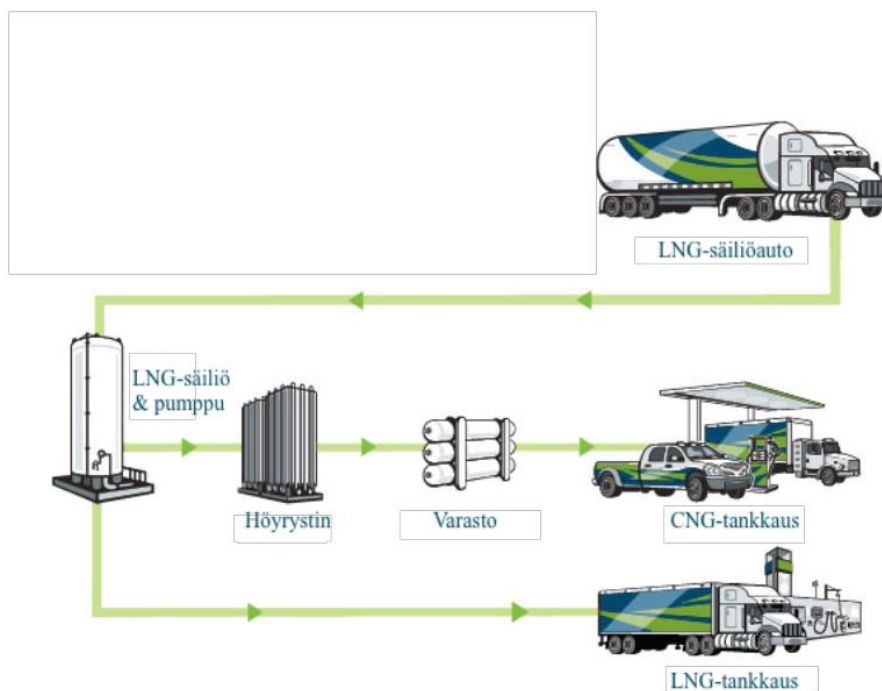
Kuva 11. Esimerkki CNG-nopeatankkausasemasta. [23]

Hinterberger arvio kapasiteetiltaan 50 m³n/h nopeatankkausaseman investointikustannuksen olevan 0,134 M€. Kustannusjakauma on esitetty alla Taulukko 9:ssä. [26]

Taulukko 9. Esimerkki nopeatankkausaseman kustannusjakaumasta. [26]

Kompressor (50 Nm <sup>3</sup> /h)	79 000 €
Kaasuvarasto	25 000 €
Tankkausautomaatti	24 470 €
Tankkauspumppu + tarvittavat putket	13 000 €

Nesteytetyn metaanin tankkaamiseen paineistettuna kaasumaisena metaanina (LCNG-tankkausasema, Kuva 12) tarvitaan höyrystin, varasto ja jakelulaite. Eräs hinta-arvio LCNG-tankkausasemalle (800 Nm<sup>3</sup>/h) oli 450 000 €. Hinta sisälsi laitteiston, jossa nestefaasissa olevan metaanin paine nostetaan tankkauspaineeseen kryogeenisellä mäntäpumpulla, höyrystyslaitteen ja kaasun pienen välivaraston. Sen sijaan hinta ei sisältänyt nesteytetyn metaanin varastosäiliötä. [23]



Kuva 12. Esimerkki LNG-LCNG -tankkausasemasta. [23]

## 3.2 Biometaanin varastointi ajoneuvoissa

Ajoneuvoissa metaani varastoidaan joko neste- tai kaasufaasissa. Nestemäinen metaani varastoidaan joko normaalia ilmanpainetta vastaavaan tai lievästi korotettuun paineeseen kryogeenisena nesteenä. Kaasumaisena varastoitu metaani säilötään ajoneuvoissa tyypillisesti 200 - 260 bar paineeseen lieriön muotoisiin säiliöihin standardin EN ISO 16923:2018 mukaisesti.

### 3.2.1 Nestemäisen metaanin säilöntäratkaisut

Nestemäistä metaania käyttävät tyypillisesti kuorma-autot. Henkilöautoissa tai muissa ajoneuvoissa joissa käyttö on satunnaista ei nestemäistä metaania voi käyttää johtuen nestemäisen metaanin höyrystymisen seurauksena syntyvästä kaasumaisesta metaanista joka täytyy päästää säiliöstä pois. Kuorma-autoissa höyrystynyt metaani ohjataan välisäilöön ja sieltä moottorille poltettavaksi. Tämän tyyppinen ratkaisu toimii silloin kun seisokit ovat lyhyehköjä. Boil-offista johtuen nestemäistä metaania ei voida säilöä pitkiä aikoja jolloin, esim. ajoneuvokäytössä (työkoneet yms.) jossa käyttö ei ole joka päiväistä, ei LNG/LBG:tä voi käyttää.

### 3.2.2 Kaasumaisen metaanin säilöntäratkaisut

Henkilöautoissa ja työkoneissa käytetään pääsääntöisesti paineistettua metaania. Paineistettua metaania käytetään myös kuorma-autoissa ja kaupunkibusseissa. Täyttöpaine on tyypillisesti 200 - 260 bar. Paineistetun metaanin säiliöitä varten on yleisesti käytössä oleva neliportainen jaottelu painesäiliön materiaalien perusteella. Taulukko 10:ssä on kuvattu tällä hetkellä yleisesti käytössä olevat säiliötyypit ja niiden materiaalit. Tyyppien luokitus nousee yhdestä neljään vähenevän säiliön teräspitoisuuden mukaan. Tyypin I säiliöt ovat täysin teräsvalmisteisia ja tyypin IV säiliöt ovat täysin metallivapaita rakenteita. Tyypin V säiliö on uusin vuonna 2013 luokituksen saanut tyyppi ja koostuu täysin komposiittimateriaaleista.

*Taulukko 10: Paineistetun metaanin säiliötyypit ja suhteellinen massa. [27], [28]*

Tankin tyyppi	Massa/tankin tilavuus [kg/L] <sup>2</sup>	Massa suhteessa terästankkiin
Tyyppi I - CrMo teräs	0,80	-
Tyyppi I - opt. CrMo teräs	0,72	90 %
Tyyppi II - teräs & lasikuitu	0,68	85 %
Tyyppi II - teräs & hiilikuitu	0,52	65 %
Tyyppi III - teräs & hiilikuitu	0,41	52 %
Tyyppi III - alumiini & hiilikuitu	0,50	62 %
Tyyppi IV - polymeeri & lasi/hiilihybridi	0,33	41 %
Tyyppi IV - polymeeri & hiilikuitu	0,24	30 %
Tyyppi V - komposiitti	0,19 - 0,22	24 % - 27 %

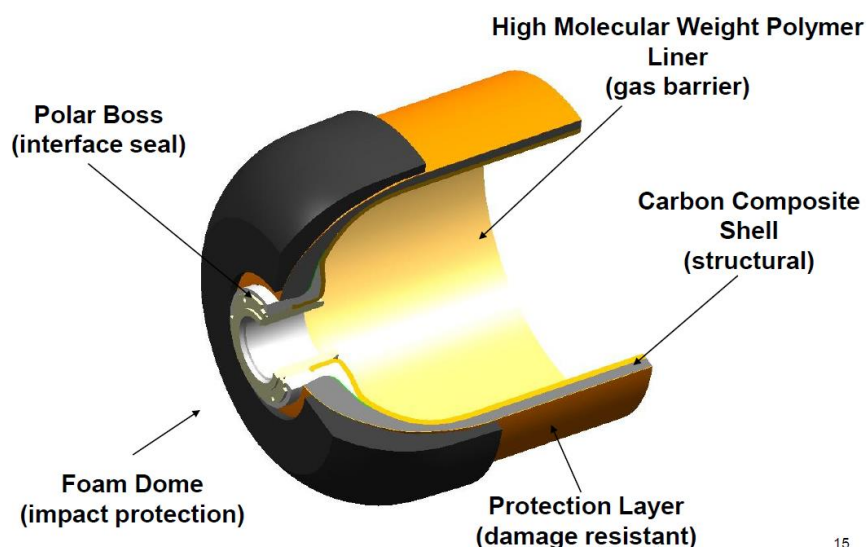
Tyypin I - V säiliöt ovat muodoltaan pääosin lieriömäisiä, joissa pituuden suhde halkaisijaan on tyypillisesti hyvin suuri. Tyypin III säiliössä, Kuva 13, on säiliön sisäkuori tyypillisesti terästä tai alumiinia ja ulkokuori on kauttaaltaan komposiitilla vahvistettu. Tyypin III säiliöllä saavutetaan noin 40 - 50 % säästö säiliön massassa suhteessa tyypin I säiliöön.

<sup>2</sup> Arviossa tarkastelukohteena noin 140 L tankki.



Kuva 13: Esimerkki tyypin III CNG säiliöstä. [29]

Tyypin IV säiliöillä saavutetaan sama metaanin säilöntäkapasiteetti noin 70 % pienemmällä massalla kuin tyypin I säiliöillä. Tyypin IV säiliöissä käytetään yleisesti sisäkuoren materiaalina polymeeriä ja ulkokuorena joko lasi-hiilihybridiä tai täysin hiilikuitua. Kuva 14:ssä on havainnekuva rakenteesta.



15

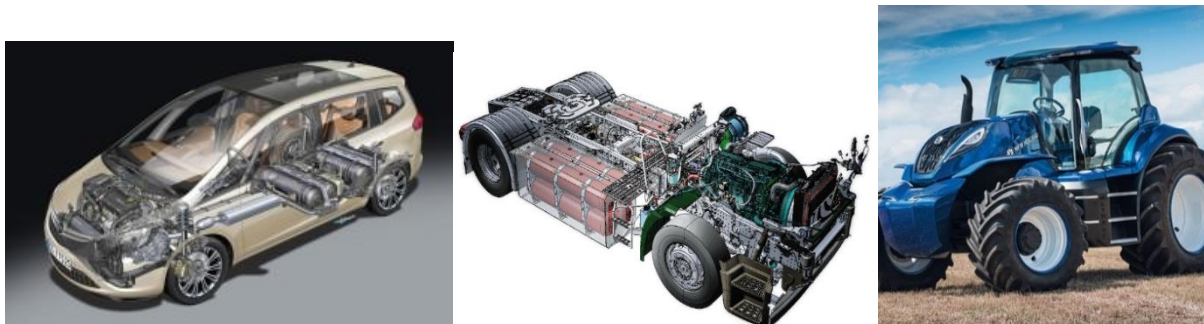
Kuva 14: Tyypin IV CNG säiliön rakenne-esimerkki. [28]

Säiliötyyppien kustannuksiin vaikuttavat pääosin materiaali ja valmistusmenetelmät. Tyypin I säiliön materiaali ja valmistusmenetelmien osaaminen ovat laajalle levinneitä ja pitkälle kehittyneitä. Tyypin I säiliöt ovat kustannuksiltaan (€/litra) pienimmät. Tyypin IV säiliöt ovat valmistuskustannuksiltaan korkeimmat pääosin johtuen vaativasta valmistusmenetelmästä. Kappaleessa 3.1.1.2 esitetyssä Taulukko 4:ssä on esitetty kustannusarviot eri säiliötyypeille.

Paineistetun metaanin varastoiminen ajoneuvossa on haastavampaa kuin esimerkiksi dieselpolttoaineen johtuen paineistetun metaanin matalammasta energiatihydestä [MJ/l] joka on 200 - 250 bar paineessa noin 20 - 25 % dieselpolttoaineen energiatihydestä. Tämä tarkoittaa esimerkiksi sitä, että CNG vaatii 4 - 5 kertaa suuremman tilavuuden polttoainesäiliöltä kuin diesel saman energiamäärän saavuttamiseksi. Ajoneuvoissa



tyypillisesti käytetään usean Tyypin I-IV lieriön muotoisen säiliön muodostamia pattereita, jotka sijoitetaan ajoneuvon rakenteisiin. Kuva 15:ssä on esimerkki säiliöiden sijoittelusta henkilöautossa, kuorma-autossa ja traktorissa. Kuvan traktorissa säiliöt ovat sijoitettu molemmille puolille etu- ja taka-akselin väliin ohjaamoon johtavien rappusten taakse sekä etuakselin etupuolella olevaan etupainoon.



Kuva 15: Ajoneuvojen tyypillisiä CNG säiliöratkaisuja [30], [31], [32].

Osassa ajoneuvoista, esimerkiksi jotkin työkonet, isokojen lieriön muotoisten säiliöiden sijoittelu on melko haastavaa. Viime aikoina markkinoille on tullut uusia ratkaisuja, joiden avulla painesäiliöt voidaan sijoitella vapaammin ajoneuvon rakenteisiin ja näin hyödyntää säiliön varaama tila tehokkaammin. Kuva 16:ssä on Westport:n Tyypin IV säiliö joka muodostuu useasta pienestä lieriöstä jotka ovat yhdistetty toisiinsa mahdollistaen joustavan säiliön sijoittamisen.



Kuva 16: Westport yrityksen FiT PACK CNG säiliö. [33]

Pääosa CNG säiliöstä on lieriön muotoisia. Lieriön muotoinen säiliö on kuitenkin varaamansa tilan osalta suorakaiteen muotoista rakennetta epäedullisempi, teoriassa se täyttää alle 80 % varaamastaan suorakaiteen muotoisesta tilavuudesta<sup>3</sup>. REL on kehittänyt CNG säiliön joka koostuu laatikon sisällä olevista putkistoista, Kuva 17. REL kertoo säiliön energiatihedys olevan 20 - 35 % suurempi kuin perinteisen lieriön muotoisen säiliön. [34]

<sup>3</sup> Lieriön päät oletettu suoraseinäisiksi. Todellisuudessa vähintään toinen lieriön muotoisen tankin pää on puolipallon muotoinen, jolloin tilavuus suhteessa lieriön varaamaan suorakaiteen muotoiseen tilavuuteen on selkeästi alle 80 %.



Kuva 17: REL Inc. suorakaiteen muotoinen CNG säiliö [34].

UTRC (United Technologies Research Center) on kehittänyt vastaavanlaisen suorakaiteen muotoisen CNG säiliön, Kuva 18. Säiliö koostuu kahdesta ulkopuolisesta D-muotoisesta kammioista, joiden sisällä on vapaa valintainen määrä "stadionin" muotoisia sisäkammioita. UTRC kertoo säiliön energiatihedysten olevan 30 % suurempi kuin perinteisen lieriön muotoisen säiliön. [35]



Kuva 18: UTRC:n kehittämä suorakaiteen muotoinen CNG säiliö. [35]



#### 4. Tulevaisuuden varastointiteknologiamahdollisuuksia

Metaanin kuten myös muiden kaasujen varastointiin on viime vuosina kehitetty uudenlaisia säilöntäratkaisuja kasvattamaan varastoidun kaasun energiasisältöä [ $\text{MJ}/\text{m}^3_{\text{eff.}}$ ] sekä laskemaan varastoinnin kustannuksia suhteessa perinteiseen korkeapainesäilöntään. Erityisesti Yhdysvalloissa on 2000-luvulla tutkittu ja kehitetty ajoneuvokäyttöön uusia metaanin varastointiratkaisuja. Uudet kehittyneet varastointiratkaisut voidaan jaotella karkeasti kahteen ryhmään:

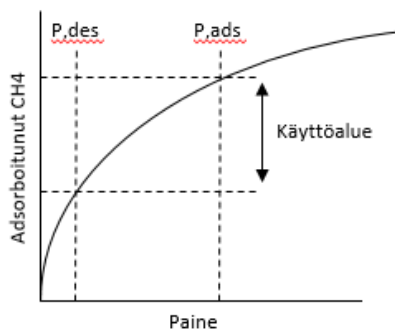
1. Paineistetun metaanin (250 bar) varastointi monimutkaisen geometrian omaavaan säiliöön.
2. Metaanin varastointi huokoisten materiaalien pinnalle, jolle käytetään englanninkielistä nimitystä Adsorbed Natural Gas (ANG)

Kappaleessa 3.2.2 esitettiin muutamia uusia paineistetun metaanin säilöntäratkaisuja, joilla on mahdollista hyödyntää erityisesti ajoneuvokäytössä polttoainetankin varaama tila tehokkaammin. Tässä kappaleessa keskitytään kehitysnäkymiin metaanin varastoinnissa huokosiin materiaaleihin.

Metaanin varastointi huokoisten materiaalien pinnalle on verrattaen nuori tutkimuksen kohde. Tutkimuksen alku sijoittuu 1980-luvun alkupuolelle, jonka jälkeen erilaisia huokoisia materiaaleja kuten zeolittejä, aktivoituja hiiliä, hiilinanoputkia, kovalenttisia orgaanisia runkoja (COF), huokoisia orgaanisia polymeerejä (POP) ja huokoisia metalliorgaanisia runkoja (MOF) on tutkittu aktiivisesti ilman teknologian kaupallista läpimurtoa [36]. Keskeinen hyöty adsorbtiomateriaalista verrattuna CNG:hen on se, että voidaan käyttää matalampia painetasoja saman energiasisällön ( $\text{MJ}/\text{m}^3$ ) saavuttamiseksi, tyypillisesti alle 100 Bar.

Ajoneuvokäyttöä ajatellen adsorbenttien suorituskyky riippuu lähinnä tilavuuspohjaisesta metaanin sidontakapasiteetista. Alhasan et al on koonnut useasta kirjallisuuslähteestä eri aineiden metaanin sidontakapasiteetteja ja parhaat adsorbentit sitoivat itseensä noin  $200 \text{ Nm}^3_{\text{CH}_4}/\text{m}^3_{\text{adsorbentti}}$  noin 28 baarin (400 PSI:n) paineessa. [37]

Merkittävimmät haasteet ovat liittyneet aikaisempien huokoisten materiaalien ominaisuuteen sitoa metaania voimakkaasti matalilla painetasoilla ( $< 1 \text{ bar}$ ) ja paineen kasvaessa lisä metaanin sitoutumista on ehkäissyt  $\text{CH}_4$ - $\text{CH}_4$  molekyylien heikko keskinäinen vuorovaikutus. [38] Kuva 19:sta havainnollistetaan tyypillistä ANG teknologian metaanin sitoutumista paineen funktiona vakio lämpötilassa. Metaanin sitoutuminen vakio lämpötilassa paineen funktiona noudattaa isotermikäyrää, jossa metaania sitoutuu suhteellisesti merkittävästi matalilla painetasoilla ja paineen noustessa sitoutuminen pienenee. [39] Vastaavasti metaanivarastoa purettaessa (desorbtiio) vapautuu metaani enemmän matalilla painetasoilla. Tämän seurauksena efektiivinen metaanimäärä ts. käyttöalue jää hyvin pieneksi johtuen siitä, että metaanivaraston matalin toimintapainetaso ( $p_{\text{des}}$ ) määräytyy käyttökohteen mukaan. Ajoneuvokäytössä kaasuvälikameralta vaadittu alin painetaso on luokkaa 5 - 8 bar riippuen järjestelmästä, jotta ajoneuvon kaasujärjestelmä toimii oikein.



*Kuva 19: Tyypillinen Langmuir-tyyppinen isotermi adsorbtioikäyrä.*

Toinen haaste liittyy siihen, että myös lämpötila vaikuttaa kaasun sitoutumiseen ja vapautumiseen. Kaasun adsorboituessa vapautuu lämpöä, jolloin metaanin sidontakapasiteetti alenee. Metaanin vapautuminen taas vaatii lämpöä: mitä kylmempää adsorptioaine on, sitä enemmän siihen jää metaania. Yksi tapa vähentää tätä ongelmaa on varustaa säiliö lämmönsiirtimellä.

Taulukko 11:ssä on esitetty vuoden 2016 state-of-the-art MOF rakenteita ja niiden metaanin adsorbtio-ominaisuuksia huoneenlämmössä (25 °C) ja 65 bar paineessa sekä niin kutsuttu "working capacity" jota suomeksi voidaan kutsua käyttöalueeksi.

Seuraavissa kappaleissa 4.1 - 4.6 esitellään lupaavimpien ANG rakenteiden POP, MOF, aktiivinen hiilirakenne sekä metaanihydraatin(metaani ei adsorboitunut vaan varastoitunut kidehilassa) hyviä ja huonoja puolia sekä metaanin sidontakykyä.

*Taulukko 11: Pinnan ala, huokoinen tilavuus ja metaanin varastointiominaisuuksia vuoden 2016 state-of-the-art huokoisille materiaaleille huoneenlämmössä (293 K) ja 65 bar tai 35 bar. [36]*

Adsorbent Types	Materials	$S_{\text{BET}}$ ( $\text{m}^2 \text{g}^{-1}$ )	$V_p$ ( $\text{cm}^3 \text{g}^{-1}$ )	Absolute Uptake <sup>a</sup>		Working Capacity <sup>b</sup>		Reference
				g/g	$\text{cm}^3 \text{cm}^{-3}$	g/g	$\text{cm}^3 \text{cm}^{-3}$	
DOE targets	–	–	–	0.5	350	–	–	DOE MOVE program <sup>4</sup>
Zeolites	5A	–	0.20	(0.050)	(104)	–	–	Rolnik and Kobayashi <sup>61</sup>
	13X	–	0.27	(0.053)	(106)	–	–	Menon and Komameni <sup>62</sup>
	CaX	–	0.36	(0.082)	–	–	–	Zhang et al. <sup>63</sup>
	MgY	–	–	(0.062)	–	–	–	Talu et al. <sup>64</sup>
Carbons	AX-21	4,880	1.64	0.298 (0.225)	203 (153)	0.225 (0.151)	153 (103)	Mason et al. <sup>16</sup>
	LMA-405	3,551	1.00	0.264 (0.213)	166 (134)	0.215 (0.164)	135 (103)	Casco et al. <sup>65</sup>
	LMA-738	3,290	1.10	0.296 (0.222)	220 (165)	0.234 (0.160)	174 (119)	Casco et al. <sup>65</sup>
	LMA-726	3,425	1.11	0.277 (0.210)	206 (156)	0.215 (0.148)	160 (110)	Casco et al. <sup>65</sup>
COFs	COF-5	1,670	1.07	0.115 (0.089)	93 (72)	0.092 (0.066)	74 (53)	Furukawa and Yaghi <sup>66</sup>
	COF-8	1,350	0.69	0.108 (0.087)	107 (86)	0.085 (0.064)	84 (63)	Furukawa and Yaghi <sup>66</sup>
	COF-102	3,620	1.55	0.238 (0.187)	145 (114)	0.202 (0.151)	123 (92)	Furukawa and Yaghi <sup>66</sup>
	COF-103	3,530	1.54	0.222 (0.175)	135 (107)	0.188 (0.141)	114 (86)	Furukawa and Yaghi <sup>66</sup>
POPs	PPN-2	1,764	1.26	0.142 (0.109)	–	0.111 (0.078)	–	Lu et al. <sup>67</sup>
	PPN-3	2,864	1.70	0.186 (0.141)	–	0.150 (0.105)	–	Lu et al. <sup>67</sup>
	PPN-4	6,461	3.04	0.389 <sup>c</sup> (0.274)	155 <sup>c</sup> (109)	0.346 (0.231)	138 (92)	Yuan et al. <sup>68</sup>
	PPN-13	3,420	2.05	0.179 (0.111)	–	0.124 (0.086)	–	Lu et al. <sup>69</sup>
MOFs	NiMOF-74	1,350	0.51	0.148 (0.135)	251 (228)	0.077 (0.063)	129 (106)	Peng et al. <sup>25</sup>
	MAF-38	2,022	0.81	0.247 (0.213)	263 (226)	0.176 (0.141)	187 (150)	Lin et al. <sup>70</sup>
	HKUST-1	1,850	0.78	0.216 (0.184)	267 (227)	0.154 (0.122)	190 (150)	Peng et al. <sup>25</sup>
	UTSA-76	2,820	1.09	0.263 (0.216)	257 (211)	0.201 (0.154)	197 (151)	Li et al. <sup>26</sup>
	Co(bdp)	2,911	1.02	–	203 (161)	–	197 (155) <sup>d</sup>	Mason et al. <sup>27</sup>
	Al-soc-MOF-1	5,585	2.30	0.414 (0.259)	197 (123)	0.370 (0.218)	176 (104)	Alezi et al. <sup>38</sup>
	MOF-210	6,240	3.60	0.410 (0.238)	143 (83)	0.376 (0.204)	131 (71)	Furukawa et al. <sup>71</sup>

<sup>a</sup>At RT and 65 (35) bar.

<sup>b</sup>Defined as the difference in methane uptake between 65 (35) and 5 bar.

<sup>c</sup>At 55 bar.

<sup>d</sup>Between 65 (35) and 5.8 bar.

## 4.1 Huokoiset orgaaniset polymeerit (POP)

Huokoiset orgaaniset polymeerit ovat polymeerirakenteita joissa synteettisellä polymerisoinnilla on muodostettu mahdollisimman huokoisia rakenteita. POP rakenteen merkittävimmät edut ovat: [40]

- mahdollisuus muodostaa kevyitä rakenteita
- suuri joukko tunnettuja synteettisiä valmistuspolkuja
- polymeerit ovat kemiallisesti ja termisesti stabiileja
- polymeerit voidaan syntetisoida suoraan ”monoliittiseen” muotoon

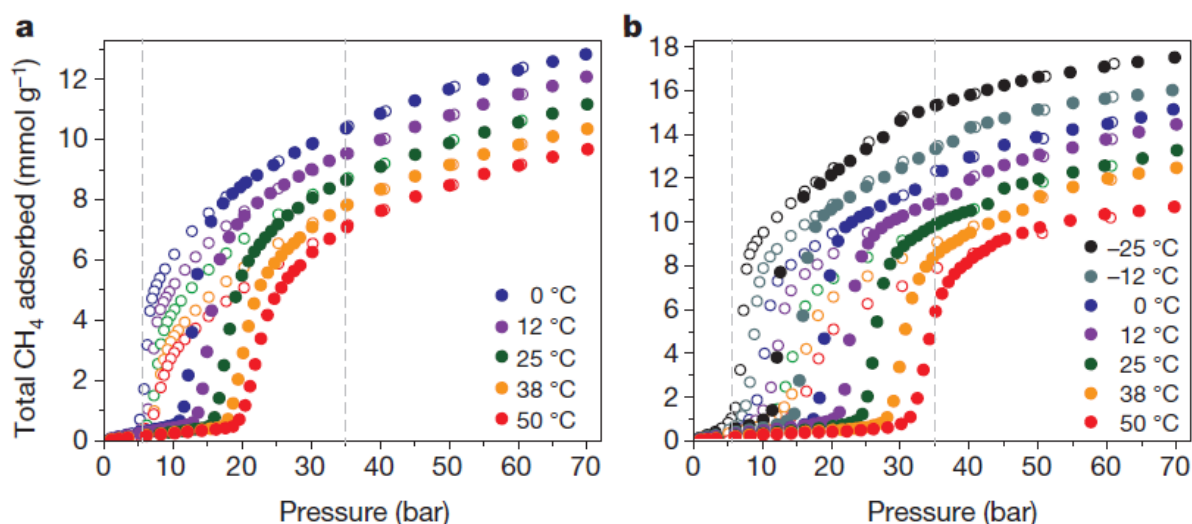
Yllä olevien ominaisuuksien lisäksi POP rakenteet sietävät myös hyvin vettä ja niillä on suuri pinta-ala suhteessa massaansa (jopa 6500  $\text{m}^2/\text{g}$ ). Useiden tunnettujen monomeroitimenetelmien ansiosta POP rakenteita voidaan muokata tehokkaasti geometrialtaan ja topologialtaan siten, että materiaalin huokoisuus saadaan kasvatettua mahdollisimman suureksi hyödyntäen samalla käyttökohteen tilavaatimukset mahdollisimman tehokkaasti. Näiden ominaisuuksien johdosta huokoisilla orgaanisilla polymeerirakenteilla on mahdollista saavuttaa suhteellisen suuri gravimetrinen ( $g_{\text{ch4}}/g_{\text{adsorbent}}$ ) metaanin adsorptiokyky kuten materiaalilla PPN-4, Taulukko 11. [36], [38], [40]

Tämän hetkisten huokoisten orgaanisten polymeerirakenteiden merkittävimpänä ongelmana on niiden matala tiheys, jonka seurauksena volumetrinen metaanin adsorbtiokyky ( $V_{CH_4}/V_{adsorbent}$ ) jää matalaksi, kts. Taulukko 11.

## 4.2 Metalliorgaaniset rungot (MOF)

Metalliorgaanisten runkojen (MOF) tutkiminen on verrattaen nuori ANG teknologian ala ja niiden tutkiminen on saavuttanut suurta huomiota vasta viimeisen kahden vuosikymmenen aikana. [38] MOF rakenteet muodostuvat metallikationien tai klusterien ja siltana toimivien orgaanisten atomien muodostamasta verkostosta rakenteen jonka ”huokoihin koloihin” metaanimolekyylillä pääsee sitoutumaan adsorbtion aikana. [36], [38], [41] Ne tarjoavat suuren materiaalin pinta-alan, muokkailtavissa olevan pintarakenteen huukoisine koloineen sekä monipuoliset kemialliset ominaisuudet. Näiden ominaisuuksien johdosta MOF rakenteet muodostavat tällä hetkellä yhden lupaavimmista rakenteista metaanin adsorbtioon.

Tyypillisesti ANG materiaalien metaanin adsorbtiokäyrä mukailee Kuva 19:n mukaista metaanin sitoutumista sorbenttiin. Tällöin merkittävä osa metaanista sitoutuu jo alle 10 bar painetasolla. Ajoneuvokäytössä tämän painetaso alapuolelle jäävää metaania ei saada hyödynnettyä, jolloin adsorboituneen metaanin käyttöalue jää pieneksi. Mason et. al. esitteli tutkimuksessaan kaksi eri MOF rakennetta joilla on mahdollista rakentaa S-muotoinen tai askelmainen metaanin sitoutumisisotermi hyödyntäen rakenteen mahdollistamaa ”gate opening” käytöstä (rakenteen huukoiset aukot laajentuvat/aukeavat vasta metaanin paineen saavutettua kynnyspainetason). Kuva 20:n on kuvattu kahden eri MOF rakenteen metaanin adsorbtiokykyä eri isotermeillä. Esimerkiksi rakenteen CO(bdp) osalta ”gate opening” ilmiö mahdollistaa metaanin adsorbtio ja desorbtio ”kynnyspainetason” nostamisen 0 °C:n lämpötilassa 10 bar tasolle ja vastaavasti 5 bar tasolle ja 50 °C lämpötilassa 20 bar ja noin 5 bar tasolle.



Kuva 20: CO(bdp) (kuva a) ja Fe(bdp) metalliorgaanisten runkojen S-muotoinen tai askelmainen metaanin adsorptioisotermi. Täytetty ympyrä kuvaa adsorbtiota ja täyttämätön desorbtiota. [39]

MOF rakenteilla saavutetaan tällä hetkellä suurin metaanin adsorbtiokyky 65 bar painetasolla. Taulukko 11:sta on esitetty vuoden 2016 tilanteessa lupaavimmat MOF materiaalit ja niiden metaanin adsorbtio-ominaisuuksia.

Nykyisten MOF rakenteiden merkittävimpänä haasteena on niiden rakenteen heikko sietokyky ulkoista mekaanista painetta vastaan, kemiallinen epästabiilitetti (kristallirakenne vioittuu herkästi) ja herkkyys CNG:n mukana olevia epäpuhtauksia ja vesihöyryä vastaan. [36], [42]

Lisäksi metaanin adsorbtiokyky nousee rajuihin noin alle 100 bar painetasoilla ja sen jälkeen selkeästi maltillisemmin kuin esim. aktiivisilla hiilirakenteilla, joilla adsorbtiokyky nousee edelleen suhteellisen voimakkaasti. Li et. al. esittivät julkaisussaan tutkimustuloksia HKUST-1 rakenteen adsorbtiokyvyn kasvusta paineen noustessa 65 bar:sta 100 bar paineeseen. Metaanin adsorbtiokasvoksi kasvoi vain  $267 \text{ cm}^3_{\text{CH}_4}/\text{cm}^3$ :sta  $279 \text{ cm}^3_{\text{CH}_4}/\text{cm}^3$ :n. Li et. al. esittivät myös tuloksia adsorbtiokyvyn muutoksesta lämpötilan funktiona. Adsorbtiolämpötilaa laskettaessa 298 K:stä 270 K:n nousee metaanin adsorbtiomäärä  $267 \text{ cm}^3_{\text{CH}_4}/\text{cm}^3$ :sta  $301 \text{ (STP)}^4 \text{ cm}^3/\text{cm}^3$ :n 65 bar paineella. [36]

Fang et. al. esittelivät vuonna 2018 julkaisemassaan tutkimuksessa uuden tyyppisen MOF materiaalin PCN-250 joka perustuu rautaklustereiden ympärille rakennettuun runkoon. PCN-250 materiaalin hyviksi ominaisuuksiksi he kertovat selkeästi paremman kemiallisen stabiiliteetin joka mahdollistaa kristallirakenteen ja pinnan alan säilymisen jopa kiehuvaan vedessä (100 °C ja 1 atm) sekä laajalla pH-alueella. Lisäksi PCN-250 materiaalin rakenne mahdollistaa edullisen valmistuksen. Tutkimuksessaan Fang et. al. seostivat PCN-250 rakennetta materiaalin synteessin jälkeen n-dekaanilla jonka seurauksena rakenteen huokoisuus kasvoi. Uudella rakenteella saavutettiin  $203 \text{ (STP)} \text{ cm}^3_{\text{CH}_4}/\text{cm}^3$ :n metaanin adsorbtiokasvu 65 bar paineella. [42]

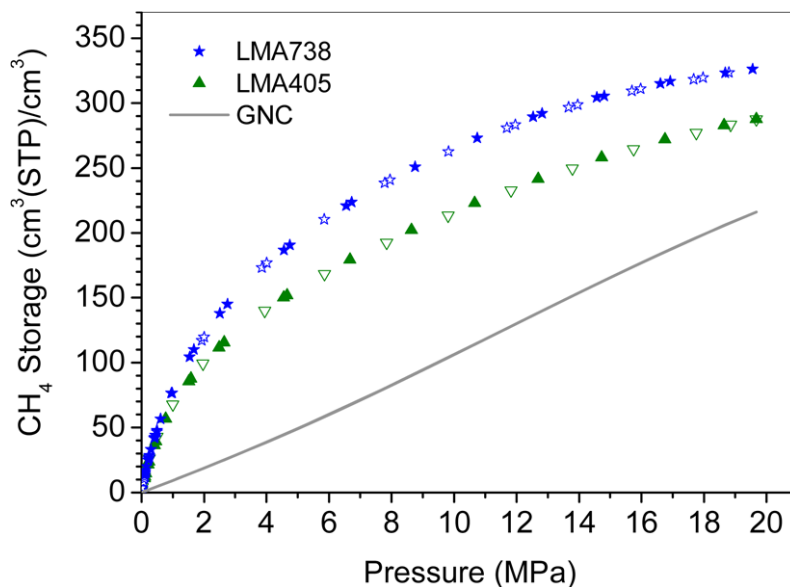
### 4.3 Aktiiviset hiilirakenteet

Aktiiviset hiilirakenteet ovat olleet yksi tutkituimmista materiaaleista/rakenteista metaanin varastoinnissa. Hiiliperäisiä materiaaleja esim. aktivoituja hiiliä voidaan valmistaa hapen avulla synteettisesti kemiallisen aktivoinnin kautta tai hapen avulla perustuen useisiin luonnon materiaaleihin kuten puu, antrasiitti, polymeerit tai maatalouden jäännöstuotteet. [36], [38]

Aktiivihiihtä voi tuottaa kaksivaiheisella prosessilla. Ensimmäisessä vaiheessa hiiltä tai hidas pyrolyysi kuumentamalla biomassaa tai muuta raaka-ainetta noin 300-500 °C lämpötilassa hapettomassa tilassa 10-120 minuutin ajan. Seuraavassa vaiheessa saatu hiili aktivoidaan, niin että hiileen muodostuu runsaasti huokosia, jolloin hiileen muodostuu iso pinta-ala ja adsorbtiokyky. Tämä voidaan tehdä joko kemiallisen aktivoinnin avulla, käyttäen kemikaaleja esim.  $\text{H}_2\text{SO}_4$ ,  $\text{H}_3\text{PO}_4$ ,  $\text{KOH}$ ,  $\text{ZnCl}_2$ ,  $\text{CaCO}_3$  ja  $\text{K}_2\text{CO}_3$  noin 450-750 °C lämpötilassa tai fysikaalisen aktivoinnin avulla korkeammassa yli 700 °C lämpötilassa käyttäen vesihöyryä. Jotta saatu aktiivihiihi voi sitoa hyvin metaani siinä täytyy olla paljon pienikokoisia huokosia eli mikrohuokosia. [43]

Aktivoitujen hiilien hyvänä puolena on niiden hyvä sietokyky mekaanisesta kuormituksesta johtuvaa painetta vastaan menettämättä metaanin adsorbtiokasvu ja vaikutusta adsorbtiokäyttöön (hystereesi adsorbtiokasvu-desorbtiokasvu). Tämän johdosta esim. ajoneuvokäyttöön tarkoitettujen kaasutankkien valmistaminen on aktiivisista hiilirakenteista tällä hetkellä MOF rakenteita edullisempaa. Kuva 21:ssä on esitetty vuonna 2015 lupaavimpien aktiivisten hiilirakenteiden LMA738 ja LMA405 metaanin adsorbtiokasvu suhteessa tavalliseen paineistettuun maakaasuun.

<sup>4</sup> STP = Standard temperature and pressure (273,15 K ja 1 bar)

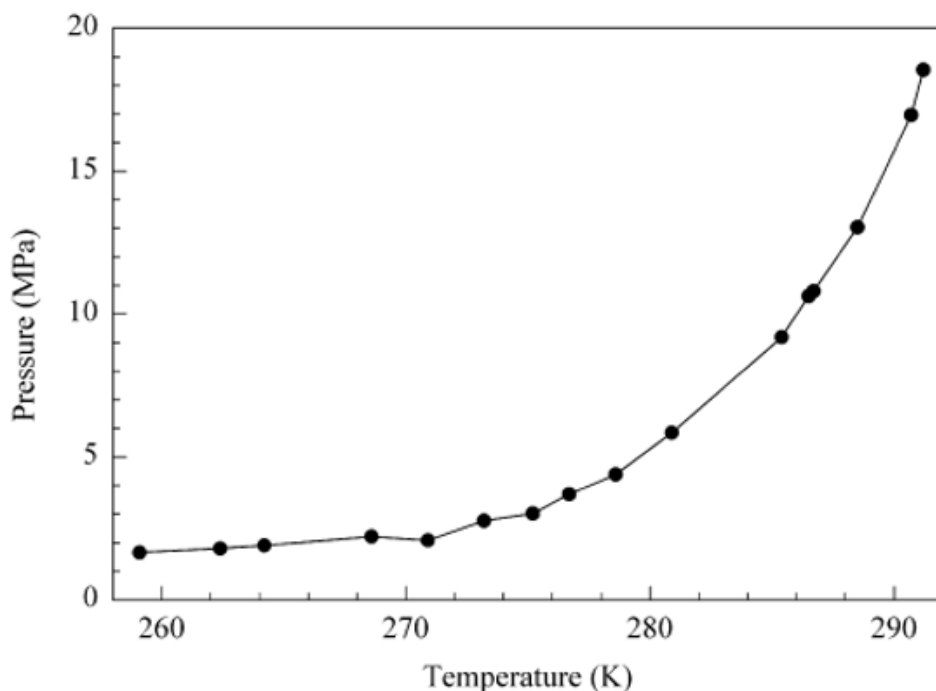


Kuva 21: Lupaavimpien (vuonna 2015) aktiivisten hiilirakenteiden (LMA738 ja LMA405) metaanin adsorptiokyky 298 K. Verrokkina on perinteinen CNG. [44]

Aktivoitujen hiilien käytön haasteena on rajoitukset huokoisen rakenteen kokojakauman muokkaamisessa, käytettävissä olevan pinta-alan, huokosten tilavuuden sekä pinnan funktionalisoimisessa. MOF rakenteilla ei ole vastaavia rajoitteita, vaan niiden huokoisuutta ja "kolojen" ominaisuuksia voidaan muokata aktiivisia hiiliä helpommin. [36], [41]

#### 4.4 Metaanihydraatit

Kaasuista metaani, etaani, propaani sekä hiilidioksidi muodostavat jäätä muistuttavia kiinteitä yhdisteitä yhdessä veden kanssa hydraattien tai klatraatin muodossa. Metaanihydraateissa ja klatraateissa metaani on sitoutunut rakenteeseen muodostaen kidehilan. Näin ollen metaani ei ole itse asiassa adsorboituneena. Tässä kuitenkin esitellään metaanihydraatit yhtenä vaihtoehtona metaanin sitouttamisesta kiinteään aineeseen. Metaanihydraatit ja klatraatit esiintyvät yleensä alhaisissa lämpötiloissa ja korkeassa paineessa. Hydraatteja ja klatraatteja esiintyy myös luonnossa kylmissä olosuhteissa. Metaanihydraattia saattaa muodostua myös maakaasuputkissa kylmissä olosuhteissa, mikäli maakaasu sisältää vettä. Metaanihydraatilla on kohtuullisen suuri metaanin sitomiskyky sitoen jopa 180 kertaisen määrän metaania suhteessa tilavuuteensa [ $V_{CH_4}/V_{hydraatti}$ ]. Metaanihydraattia voidaan säilyttää ilmankehän paineessa -20 °C:n lämpötilassa. Säilytyslämpötilan noustessa täytyy myös painetta nostaa jotta metaanihydraatti säilyy stabiilina. Kuva 22:ssa on esimerkki metaanihydraatin tasapainokäyrästä. Metaanihydraatilla on suuri adsorptio ja desorptiolämpö, joka heikentää sen käytettävyyttä metaanin kiinteän säilönnän ratkaisuna. [45]



Kuva 22: Metaanihydraatin tasapainokäyrä lämpötilan funktiona [45].

Metaanihydraateissa haasteena on ollut lämmönsiirto ja metaanihydraattien hidas muodostuminen. Metaanin hydraatin muodostumisnopeus myös hidastuu säiliökokoja kasvatettaessa johtuen aineensierrosta, jolloin säilöntätilavuuden kasvattaminen on haastavaa. Metaanihydraatin muodostumisen nopeuttamiseksi korkeammissa lämpötiloissa jäähdystarpeen laskemiseksi on kokeiltu erilaisia prosessia edistäviä aineita kuten orgaanisia liuottimia ja pinta-aktiivisia aineita. Käyttämällä apuaineena tetrahydrofuraania liuotinta (THF) 5,56 mol-% on saatu lupaavia tuloksia. Veluswamy et. al. onnistuivat adsorboimaan metaania noin 115 [ $V_{CH_4}/V_{hydraatti}$ ] normaalissa ilman paineessa ja noin 0 °C lämpötilassa. Tämä vastaa energiatihedeltään CNG varastointia noin 9 MPa paineessa. Veluswamy et. al. suorittivat tutkimuksessaan myös teknistaloudellisen arvioin, jonka perusteella metaanin varastointi kyseisellä menetelmällä oli sekä operointi että investointikustannuksiltaan CNG varastointia hiukan edullisempaa [46].

## 4.5 Varastointi ajoneuvoissa

U.S Department of Energy (DOE) on menneiden vuosien aikana rahoittanut tutkimusohjelmia joissa on ollut tavoitteena sen hetkistä tilannetta selkeästi korkeampi metaanin varastointikyky ( $V_{CH_4}/V_{säiliö}$ ). Aikaisempi DOE:n määrittämä tavoite oli 180  $cm^3_{CH_4}/cm^3_{säiliö}$  (STP). Vuonna 2012 DOE lanseerasi Presidentti Barrack Obaman toimesta uuden MOVE<sup>5</sup> tutkimusohjelman metaanin käytön edistämiseksi ajoneuvoissa. Ohjelman ANG teknologioita koskevaksi metaanin varastointikykytavoitteeksi asetettiin 263  $cm^3_{CH_4}/cm^3_{säiliö}$  (STP) (noin 0,4g<sub>CH<sub>4</sub></sub>/g<sub>sorbent</sub>), joka vastaa energiasisällöltään paineistetun metaanin varastointia 250 barin paineessa. Ohjelman tavoitteet on esitetty Taulukko 12:sta.

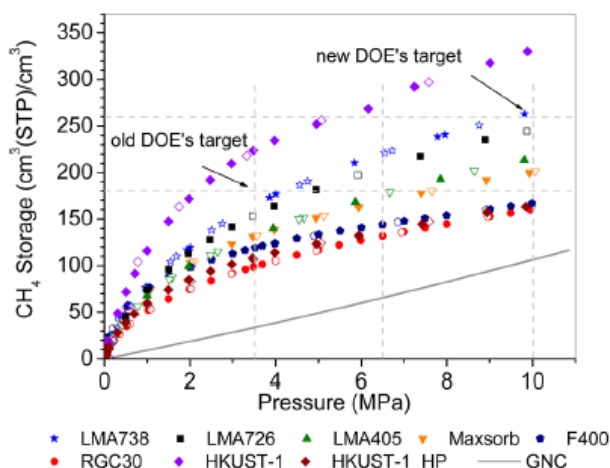
<sup>5</sup> MOVE = Methane Opportunities for Vehicular Energy, <https://www.arpa-e.energy.gov/?q=arpa-e-programs/move>



Taulukko 12: U.S DOE MOVE ohjelman ANG teknologioita koskevat tavoitteet.

Kategoria:	Tavoitearvo:
Volumetrinen energiasisältö	> 12.5 MJ/L (sorbent) > 9.2 MJ/L (tankin sisäpuoli huomioiden)
Gravimetrinen energiasisältö	> 0.5 gCH <sub>4</sub> /gsorbent (sorbent) > 0.4 gCH <sub>4</sub> /g (tankin sisäpuoli huomioiden)
Sorbentin kustannus (uskottava polku tavoitteeseen)	< \$10/kg

Kuva 23:ssa on esitetty kahden lupaavimman aktiivisen hiili- sekä MOF rakenteen metaanin adsorptiokyky paineen funktiona aina 100 bar asti. MOF rakenne HKUST-1 ylittää DOE:n tavoitteen selkeästi. Myös aktiivinen hiilirakenne LMA738 saavuttaa DOE:n tavoitteen 100 bar:n paineessa. MOF rakenteella HKUST-1 saavutetaan siis noin 50 bar paineessa sama energiasisältö kuin CNG:llä 250 bar paineessa. Vastaavasti aktiivisella hiilirakenteella LMA738 sama energiasisältö saavutetaan noin 100 bar paineessa.



Kuva 23: Metaanin varastointikapasiteetti eri aktivoiduilla hiilillä ja kahdella MOF:lla [44].

DeSantis et. al. suorittivat vuonna 2017 tekno-ekonomisen tarkastelun (arvion) lupaavimmille MOF rakenteille. Tavoitteena tarkastelussa oli ymmärtää MOF materiaalin valmistuksen kustannustekijät suuren mittaluokan valmistuksessa (2.5 Milj. kg/a) sekä näyttää valmistuspolku, jolla DOE:n kustannustavoite alle \$10/kg sorbenttia olisi mahdollista saavuttaa. Tarkastelu tehtiin kahdelle eri valmistusprosessille, nesteavusteinen MOF rakenteen hienontaminen (LAG) ja vesipohjaiselle synteessille (Aqueous synthesis) ja kahdelle eri tuotantomäärälle, 50 000 kg<sub>MOF</sub>/a ja 2.5 milj. kg<sub>MOF</sub>/a. Tämä vastaa heidän arvionsa mukaan 1000 ja 50 000 auton metaanisäiliön materiaalitarvetta, eli 50 kg sorbenttia autoa kohden [41]. Tämä vastaisi enegiasisällöltään noin 39 l bensiiniä<sup>6</sup> ja tarkoittaisi noin \$500 valmistuskustannusta sorbentille per yhden ajoneuvon tankki.

Taulukko 13:sta on esitetty yhteenvetona kolmen MOF rakenteen kustannuspotentiali optimoidun valmistusprosessin jälkeen. "Thermosolvent" sarake kuvaa lähtötilannetta. Mg<sub>2</sub>(dobdc) materiaalilla olisi arvion perusteella mahdollista päästä LAG menetelmällä jopa alle DOE:n asettaman tavoitekustannuksen \$10/kg sorbenttia. Myös vesipohjaiseen synteisiin perustuvalla menetelmällä olisi arvion perusteella mahdollista päästä lähelle DOE:n tavoitetta. Kappaleessa 4.3 esitetyllä HKUST-1 materiaalilla jolla on erinomainen metaanin adsorptiokyky

<sup>6</sup> MOVE ohjelman tavoitteen mukaisesti 50 kg sorbenttia sitoisi 25 kg metaania (tehollinen lämpöarvo 50 MJ/kg) jonka energiasisältö vastaa noin 39 l bensiiniä (tehollinen lämpöarvo 43,2 MJ/kg ja tiheys 745 kg/m<sup>3</sup>).



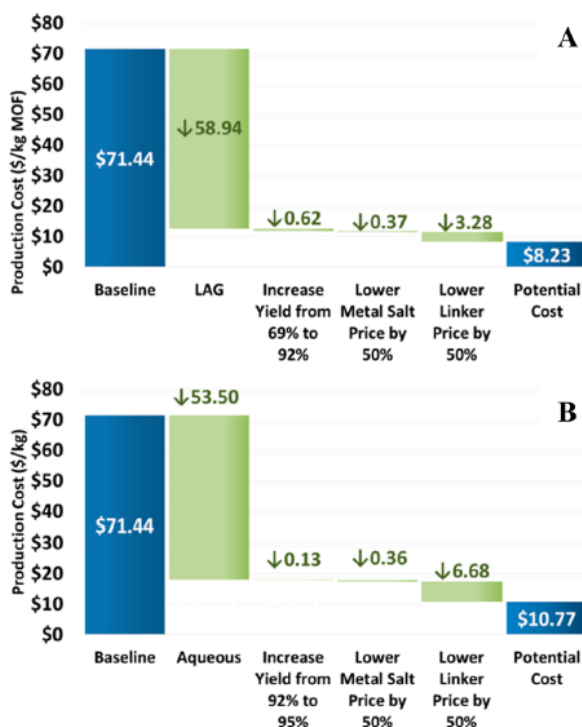
(Kuva 23) ei valmistusprosessia parantamalla olisi DeSantis et. al. analyysin perusteella mahdollista saavuttaa kustannustavoitetta LAG menetelmällä.

*Taulukko 13: Vertailu lupaavimpien MOF rakenteiden kustannuspotentiaalista 50 000 järjestelmän (50 kg<sub>MOF</sub>/auto) vuosituotannolla [41].*

		potential cost				
		thermosolvent	LAG	aqueous	LAG	aqueous
total cost	Ni <sub>2</sub> (dobdc)	\$58.69	\$20.55	\$19.41	\$12.11	\$12.58
	Mg <sub>2</sub> (dobdc)	\$71.44	\$12.50	\$17.94	\$8.23	\$10.77
	MOF-5	\$34.76	\$13.85	not analyzed	\$8.34	not analyzed
	HKUST-1	\$53.75	\$35.73	not analyzed	\$17.62	not analyzed
material cost	Ni <sub>2</sub> (dobdc)	\$38.28	\$17.24	\$13.66	\$9.05	\$6.83
	Mg <sub>2</sub> (dobdc)	\$36.11	\$9.09	\$14.13	\$5.10	\$7.05
	MOF-5	\$32.09	\$11.20	not analyzed	\$5.95	not analyzed
	HKUST-1	\$38.67	\$32.93	not analyzed	\$15.38	not analyzed
manufacturing cost	Ni <sub>2</sub> (dobdc)	\$20.41	\$3.31	\$5.75	\$3.06	\$5.75
	Mg <sub>2</sub> (dobdc)	\$35.33	\$3.41	\$3.81	\$3.15	\$3.71
	MOF-5	\$2.67	\$2.65	not analyzed	\$2.39	not analyzed
	HKUST-1	\$15.08	\$2.80	not analyzed	\$2.24	not analyzed

Kuva 24:ssä on esitetty tarkemmin Mg<sub>2</sub>(dobdc) MOF rakenteelle optimoitu valmistuspolku jolla tavoitekustannus olisi mahdollista saavuttaa tarkastelun kohteena olleella kahdella eri valmistusmenetelmällä. Kuvaajasta voidaan huomata, että suurin valmistuskustannuksen lasku saadaan suorittamalla rakenteen valmistus perinteisen lämpöliotussynteisin (solvothermal synthesis) sijasta esitetyillä kahdella vaihtoehtoisella menetelmällä, neste avusteinen hionta sekä vesipohjainen synteysi.

DeSantis et. al. eivät tuoneet esille julkaisussaan kustannusanalyysin pohjana käyttämänsä Mg<sub>2</sub>(dobdc) MOF rakenteen metaanin adsorbtio kykyä.



*Kuva 24: Mg<sub>2</sub>(dobdc) MOF:n kustannuspotentiaali LAG (A) ja aqueous (B) menetelmillä. [41]*

## 4.6 Tulevaisuuden näkymä

Yleisesti tilanne näyttää siltä, että erilaisten adsorboitujen maakaasun säilöntämentelmien kehityksessä on tapahtunut merkittävää kehitystä viime vuosina. Pelkästään erilaisia MOF rakenteita esiintyy kirjallisuudessa yli 20 000 ja rakenteiden tutkimus ja kehittäminen jatkuu koko ajan [41].

Ajoneuvokäyttöä (niin maantie kuin työkoneet) ajatellen näyttää tällä hetkellä siltä, että aktiiviset hiilirakenteet tarjoavan vielä muita vaihtoehtoja, kuten MOF rakenteet, paremman toimivuuden käytännön olosuhteissa. Tällä hetkellä näyttää siltä, että kehityksen painopisteessä ovat aktiiviset hiilirakenteet sekä MOF rakenteet. Aktiiviset hiilirakenteet kestävät hyvin mekaanista kuormitusta (helpottaa säiliön paketoitua) sekä ovat kemiallisesti stabiileita, jolloin niiden rakenne ja metaanin adsorbti ominaisuudet eivät muutu yhtä helposti kuin MOF rakenteilla esim. kaasun pH-pitoisuuden vaihdellessa tai pienellä vesipitoisuuksilla. Tällä hetkellä kaupallisia ANG ratkaisuja tarjoavia yrityksiä on vielä melko vähän ja ne painottuvat aktiivisiin hiilirakenteisiin. Taulukko 14:sta on listattu muutamia ANG ratkaisuja sekä aktiivisia hiilirakenteita kehittäviä yrityksiä.

MOF rakenteita tutkitaan ja kehitetään kuitenkin koko ajan ja jo tällä hetkellä niiden erinomaisen hyvän metaanin adsorbtiokyky mahdollistaa alle 100 bar painetasolla ajoneuvokäytössä saman efektiivisen (käytettävissä oleva) metaanin energiamäärän kuin CNG 200 bar paineessa. MOF rakenteiden valmistuskustannuksia on myös todennäköisesti mahdollista laskea merkittävästi tämän hetkisestä kustannustasosta kuten DeSantis et. al. arvioivat. MOF rakenteiden käyttö metaanin varastointiin riippuu tällä hetkellä hyvin pitkälti siitä, onnistutaanko kehittämään uusia MOF rakenteita, joissa kemiallista stabiiliteettia ja sietokykyä ulkoista painetta kohtaan on onnistuttu parantamaan kustannustehokkaassa rakenteessa.

Välivarastointisäiliöissä ANG ratkaisuilta ei tilan käytön suhteen vaadita yhtä suurta suorituskykyä kuin ajoneuvokäytössä, jolloin aktiivisten hiilirakenteiden sekä MOF rakenteiden lisäksi POP rakenteet voisivat olla lähitulevaisuudessa kilpailukykyinen vaihtoehto paineistetulle metaanille.

Taulukko 14: ANG teknologiaa tarjoavia yrityksiä.

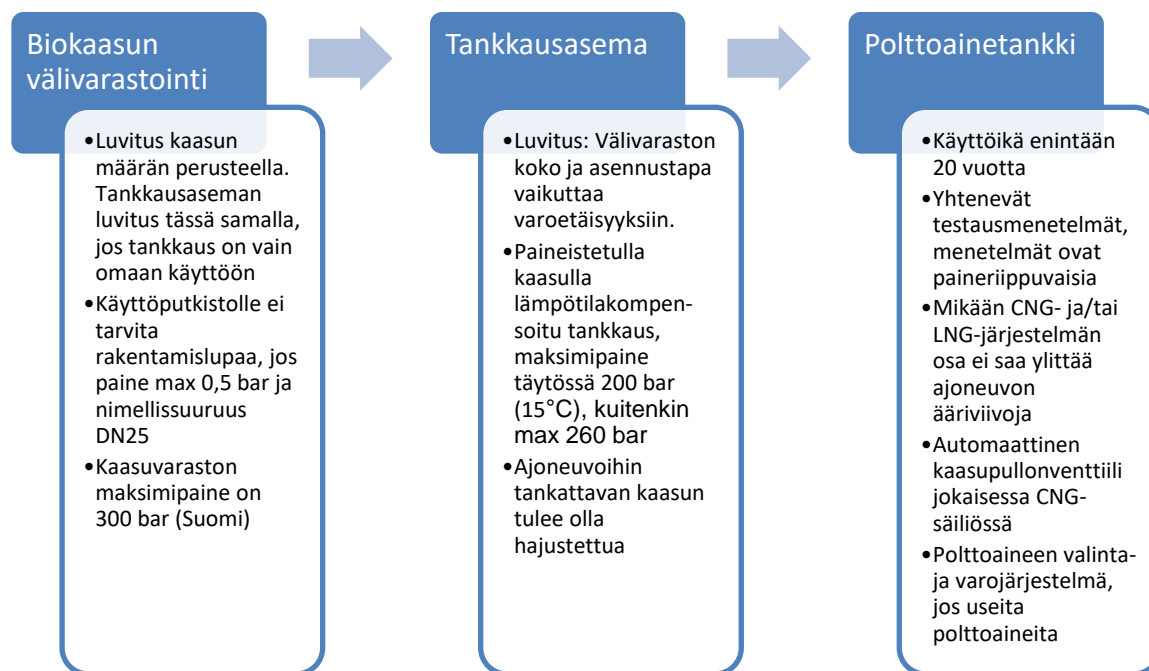
Toimija:	Kuvaus:	URL:
<b>Adsorbed Natural Gas Products, Inc.</b>	ANG säilöntäratkaisuja kaupallistava yritys.	<a href="https://www.angpinc.com/ang-technology">https://www.angpinc.com/ang-technology</a>
<b>Cenergy Solutions</b>	Valmistaa ANG tankkeja ajoneuvo- sekä varastointikäyttöön.	<a href="https://cenergysolutions.com/ang-storage/">https://cenergysolutions.com/ang-storage/</a>
<b>enerG2</b>	Valmistaa hiilimateriaaleja elektrokemian varastointijärjestelmiin. Huokoset hiilimateriaalit ANG ratkaisuihin kuuluvat tuoteportfolioon. BASF konsernin tytäryhtiö.	<a href="http://www.energ2.com/products.html#adsorbed">http://www.energ2.com/products.html#adsorbed</a>
<b>Ingevity</b>	Aktivoitujen hiilimateriaalien valmistaja.	<a href="https://www.ingevity.com/markets/adsorbed-natural-gas/">https://www.ingevity.com/markets/adsorbed-natural-gas/</a>

## 5. Yhteenveto

BioMet2020 projektin julkisessa osassa tähdätään kehittämään biometaanin tuotantoa, varastointia ja käyttöä työkoneissa suorittamalla tutkimusta biokaasun puhdistuksen kustannusten laskemiseksi ja laadun nostamiseksi sekä tutkimalla biometaanin hyödyntämiseksi työkoneissa kipinäsytytteiselle palamiselle vaihtoehtoista dual-fuel diesel-metaanimoottoripalamiskonseptia. Lisäksi projektin aikana suoritettiin tämä käsillä oleva selvitys *Biometaanin välivarastointi ja varastointi ajoneuvossa - Tulevaisuuden mahdollisuudet*. BioMet2020 projektia rahoittivat Business Finland sekä mukana olleet suomalaiset yritykset AGCO Power Oy, Dinex Oy, Doranova Oy, Jepuan Biokaasu Oy, Valtra Oy ja Vilakone Oy.

Käsillä olevan raportin tarkoituksena on tuottaa tietoa suomalaisille yrityksille liittyen biometaanin varastointijärjestelmiin välivarastoinnissa ja ajoneuvoissa sekä niiden mahdollisiin kehityspolkuihin tulevaisuudessa. Selvityksessä käydään läpi biometaanin varastointiin liittyvä lainsäädäntö, nykyiset varastointiteknologiat sekä katsaus mahdollisiin tulevaisuuden varastointiteknologioihin.

Biokaasun tuotantoa ja kaasun käsittelyä koskee useat vaatimukset eri prosessivaiheissa. Käytännössä jokaisessa prosessin vaiheessa (mm. tuotetun biokaasun välivarastointi, puhdistus, siirtolinjat, tankkausasema, ajoneuvon polttoainetankki) tarvitaan turvallisuusviranomaisen hyväksyntä ja laitteistojen tekniset vaatimukset tulee täyttää. Kuva 25:ssä on esitetty tiivistettynä oleellimmat vaatimukset ja tarvittavat luvat, näkökulmana on pidetty biometaanin käyttöä ajoneuvopolttoaineena.



Kuva 25: Tiivistelmä oleellisimmista vaatimuksista ja luvista, kun biometaania käytetään ajoneuvopolttoaineena.

Biometaanin tai maakaasun varastointi vaatii suuremman tilavuuden samaa energiamäärää kohden kuin nestemäiset polttoaineet, kuten bensiini tai diesel. Esimerkiksi dieseliin verrattuna CBG/CNG (250bar) vaatii noin 4 ja LNG noin 1,6 kertaisen tilavuuden. Käytännössä paineistetun kaasun osalta tilan tarve on vieläkin suurempi johtuen lieriönmuotoisten säiliöiden

huonosta tilankäytöstä, jopa merkittävästi suurempi kuin 1:5 dieseliin nähden<sup>7</sup>. Tämä vaikuttaa suuresti kaasusäiliöiden sijoitteluun ajoneuvoissa, mutta myös välivarastoinnissa.

Biometaanin (sekä maakaasun ja biokaasun) säilytysratkaisut voidaan jakaa

- kaasuvarastoon
  - matalapaineinen
  - korkeapaineinen
- nestemäiseen varastoon
  - nesteytetty metaani
- kiinteään varastoon
  - absorbointi väliaineeseen
  - adsorbointi väliaineeseen

Matalapaineinen kaasun varastointi on usein korkeapaineista varastointia merkittävästi edullisempaa, mutta vaatii huomattavasti suuremman tilan. Lisäksi nykyinen kompressoriteknikka kuluttaa merkittävästi sähköenergiaa ja kaasulta vaaditaan merkittävästi korkeampaa puhtausastetta useissa käyttökohteissa. Näiden seikkojen vuoksi jalostamaton biokaasu säilytetään yleensä lähes aina matalapaineisessa varastossa.

Biokaasun varastointiin matalapaineisena yleisesti käytettyjä varastointitekniikoita ovat:

- Teräksestä valmistettu säiliö
- Kaasukello
  - Kiinteä tilavuus
  - Vaihteleva tilavuus
- Määtyslaitokseen integroitu kelluva kaasusäiliö
- Kalvoperusteinen säiliö
- Kaksoiskalvosäiliö

Paineistetut kaasusäiliöt edellyttävät hyvin puhdistettua kaasua korroosion välttämiseksi. Paineen kasvaessa puhtausvaatimukset tiukentuvat. Biokaasun kohdalla suurimmat korroosion aiheuttajat ovat rikkivety ja vesi, korkeissa paineissa jopa hyvin pieninä pitoisuuksina. Biokaasun paineistettu säilytys onkin harvinaista. Paineistetulle biometaanille ja maakaasulle käytetään samoja painesäiliöitä. Korkeapaineistetut kaasusäiliöt jaotellaan neljään luokkaan perustuen niiden valmistusmateriaaleihin (viidennen luokan painesäiliöitä on tutkittu, mutta niillä ei ole vielä virallisista hyväksyntää kaikilta viranomaisilta):

- Tyyppi I: Metalli
- Tyyppi II: Metalli & lasikuitu/hiilikuitu
- Tyyppi III: Metalli (teräs/alumiini) & hiilikuitu
- Tyyppi IV: Polymeeri & lasi/hiilikuitu
- Tyyppi V: Täysin komposiittirakenne ei erillistä sisäverhousta

Samoja painesäiliöitä käytetään sekä kaasun välivarastointiin, että ajoneuvovarastointiin. Korkeapainesäiliön massa ja hinta riippuvat säiliön tyypistä (materiaali- ja valmistuskustannus). Alla on esitetty Taulukko 15:ssä suuntaa antava hinta-arvio sekä massa eri tyypin painesäiliöille.

---

<sup>7</sup> Arvio perustuu Valtran käytännön kokemukseen metaanitankkien sijoittelusta ja tilantarpeesta traktorissa.

Taulukko 15: Massa- ja hinta-arvio tyyppin I - V painesäiliöille.

Säiliötyyppi:	Massa-arvio [kg/l]:	Hinta-arvio [€ <sub>2017</sub> /l]:
<b>Tyyppi I:</b>	0,8 - 0,72	3 - 5
<b>Tyyppi II:</b>	0,68 - 0,52	5 - 7
<b>Tyyppi III:</b>	0,5 - 0,41	9 - 13
<b>Tyyppi IV:</b>	0,33 - 0,24	11 - 17
<b>Tyyppi V:</b>	0,22 - 0,19	-

Säiliön kustannus riippuu merkittävästi tuotantomäärästä. Tyyppin IV painesäiliön valmistuskustannuksien on arvioitu laskevan merkittävästi seuraavien vuosien aikana valmistusmäärien kasvaessa johtuen CNG:n käytön lisääntymisestä ajoneuvojen polttoaineena. Lähteestä ja arvion pohjana olleesta valmistusmäärästä riippuen valmistuskustannusten arvioidaan laskevan jopa luokkaa 30 - 55 % nykytasosta.

Biometaanin tai maakaasun säilöntäratkaisu nestemäisessä muodossa voidaan jakaa kahteen päätyyppiin:

- paineistettuihin
  - o pallomaisiin säiliöihin (spherical tanks). Nämä ovat kuitenkin harvinaisia ratkaisua.
  - o sylinterimäinen säiliö puolipallon muotoisilla päillä (bullet tanks)
- ilmanpaineisiin
  - o tasapohjainen säiliö
  - o sylinterimäinen säiliö puolipallon muotoisilla päillä

Muodon lisäksi nestemäisen biometaanin tai maakaasun säiliöt voidaan jakaa niiden rakenteen perusteella kolmeen luokkaan: 1. yksinkertainen suojaus (vain yksi seinämä). 2. kaksinkertainen suojaus (sisempi vaippa kryogeenisiä lämpötiloja kestävästä teräksestä ja ulompi ei-kryogeenisiä lämpötila kestävästä teräksestä). 3. molemmat vaipat kryogeenisiä lämpötiloja kestävästä teräksestä.

Nesteytetyn metaanin paine nesteytysprosessin ulostulossa on tyypillisesti 3,5 bar, mikä on usein myös nestemäisen metaanin matalapainesäiliön paine. Metaani on nestemäistä normaalissa ilmanpaineessa alle -164 °C lämpötilassa, ja 3,5 bar paineessa nestemäisen metaanin lämpötilan tulee olla vähintään noin -150 °C. LNG/LBG säiliöstä haihtuu luonnollisen säiliön lämpötilan nousun seurauksena kaasua (boil-off gas) jonka metaanipitoisuus on hyvin suuri, lähes 100 %. Nestemäisestä metaanista kaasumaiseksi metaaniksi haihtuva osuus on tyypillisesti 0,1-0,5 % päivässä, joka tulee asianmukaisesti käsitellä ettei sitä pääse kulkeutumaan ilmaan sillä metaani on voimakas kasvihuonekaasu. LNG/LBG:n käyttökohteen (ajoneuvo, laiva yms.) vaatimukset tulee huomioida säiliön boil-off kaasunkäsittelyjärjestelmän suunnittelussa, jotta varmistetaan käyttökohteen saavan suunnitellun mukaista kaasua (metaaniluku). LNG/LBG säiliöiden hinta vaihtelee eri lähteiden perusteella välillä 720 - 3200 €<sub>2017</sub>/m<sup>3</sup> riippuen säilön koosta. Säiliön hinta tilavuutta kohden laskee säiliön tilavuuden noustessa. LNG/LBG säiliöiden kustannusten on arvioitu laskevan noin 20 - 25 % Euroopassa ja Pohjois-Amerikassa vuoteen 2025 mennessä vuoden 2015 tasosta johtuen pääosin LNG käytön lisääntymisestä raskaan tieliikenteen polttoaineena.

Yhdysvaltojen edellisen Presidentin Barrack Obaman käynnistämän MOVE (Methane Opportunities for Vehicular Energy) ohjelman puitteissa on syntynyt uusia ratkaisuita metaanin varastointiin korkeapaineisena sekä kiinteän aineen pintaan varastoituneena.

Ohjelman ansiosta markkinoille on tullut perinteisten lieriön muotoisten korkeapainesäiliöiden lisäksi myös suorakaiteen muotoisia ja useasta pienemmästä toisiinsa peräkkäin kytketyistä tyyppin IV lieriöstä koostuvia säiliöitä joilla saavutetaan 20 - 35 % suurempi energiatiheys säiliön varaamaa tilavuusyksikköä kohden ( $\text{MJ}/\text{m}^3$ ) kuin perinteisellä tyyppin IV painesäiliöllä. Uusia säiliöratkaisuja tarjoavat esim. Yhdysvaltalaiset yritykset Westport, REL ja UTRC.

Vaikka biometaanin varastointi kiinteään aineeseen on ollut tähän asti vielä vähäistä, on tutkimus ja käyttäjien kiinnostus (etenkin Yhdysvalloissa) ANG ratkaisuja kohtaan kasvanut merkittävästi U.S. DOE:n lanseeraaman MOVE ohjelman myötä. Ohjelman tavoitteena oli tukea ANG teknologioiden tutkimusta seuraavien tavoitteiden saavuttamiseksi:

- Volumetrinen energiasisältö: 9,2 MJ/L (tankin sisäpuoli huomioiden)
- Gravimetrinen energia sisältö:  $> 0,5 \text{ gCH}_4/\text{gsorbent}$  (sor bent)
- Sorbentin kustannus (uskottava teknologinen polku):  $< \$10/\text{kg}$

Volumetrinen energiasisältö 9,2 MJ/L vastaa normaalin CNG:n energiasisältöä 250 bar paineessa.

Keskeisimmät ANG materiaalit ovat huokoinen orgaaninen polymeerirakenne (POP), aktiivinen hiilirakenne, metalliorgaaniset rungot sekä metaanihydraatit. Näistä lupaavimpia ANG teknologioita ajoneuvoissa ovat aktiiviset hiilirakenteet, POP ja MOF rakenteet. Näillä rakenteilla on mahdollista saavuttaa CNG:n energiatiheys ( $\text{MJ}/\text{m}^3$ ) huomattavasti CNG:tä matalammalla painetasolla luokkaa 100 bar ja alle, jolloin kaasun tankkausasemien investointi ja käyttökustannukset laskevat. Alle 100 bar painetaso mahdollistaa myös tankkauksen kotona ns. kotitankkausjärjestelmillä niillä alueilla jotka ovat kytkettynä maakaasuverkkoon.

POP rakenteiden etuna ovat: mahdollisuus muodostaa rakenne kevyistä materiaaleista, suuri joukko tunnettuja synteettisiä valmistuspolkuja, polymeerit ovat kemiallisesti ja termisesti stabiileja sekä polymeerit voidaan syntetisoida suoraan "monoliittiseen" muotoon. Nykyisillä POP materiaaleilla on mahdollista saavuttaa hyvä gravimetrinen metaanin adsorbtioikyky kuten PPN-4 materiaalilla  $0,389 \text{ g}_{\text{CH}_4}/\text{g}_{\text{sorbent}}$ , joka on hyvin lähellä MOVE ohjelman tavoitetta. Nykyisillä POP materiaaleilla matalan tiheyden johdosta kuitenkin volumetrinen metaanin sidontakyky jää heikoksi, jolloin ajoneuvokäytössä nykyiset materiaalit eivät vielä tarjoa riittävää metaanin varastointikykyä. POP rakenteet voisivat kuitenkin olla varteenotettava vaihtoehto väliavarastoinnissa.

Aktiiviset hiilirakenteet mahdollistavat jo tällä hetkellä DOE:n metaanin adsorbtiotavoitteen saavuttamisen, kuten materiaali LMA738 100 bar paineella noin  $270 \text{ cm}^3_{\text{CH}_4}/\text{cm}^3_{\text{säiliö}}$ . Aktiiviset hiilirakenteet ovat suhteellisen helposti valmistettavissa joko synteettisesti hapon avulla kemiallisen aktivoinnin kautta tai hapon avulla perustuen luonnon materiaaleihin kuten puu, antrasiitti, polymeerit tai maatalouden jäännöstuotteet. Aktiivisten hiilirakenteiden valmistus on myös suhteellisen edullista verrattuna muiden ANG ratkaisuiden valmistukseen. Lisäksi aktiivisten hiilirakenteiden hyvänä puolena on niiden hyvä sietokyky mekaanista kuormitusta vastaan sekä niiden kemiallinen stabiilius. Aktiivihielten huonona puolena on materiaalin rajoitetut muokkausominaisuudet, jonka takia metaanin adsorbtio-ominaisuuksia on haastava nostaa nykyisestä tasosta merkittävästi korkeammalle tasolle. Aktiiviset hiilirakenteet ovat kuitenkin tällä hetkellä eniten hyödynnetty materiaali ANG ratkaisuihin, mm. seuraavat Yhdysvaltalaiset yritykset tarjoavat joko aktiivihiiheen perustuvia säilöntäratkaisuja tai materiaaleja niihin: Adsorbed Natural Gas Products, Inc., Cenergy Solutions, enerG2 ja Ingevity.

MOF rakenteet muodostavat tällä hetkellä yhden mielenkiintoisimmista tulevaisuuden materiaalia vaihtoehdoista ANG säiliöihin johtuen niiden hyvistä ominaisuuksista kuten suuri materiaalin pinta-ala, muokkailtavissa oleva pintarakenne huokoisine koloineen sekä monipuoliset kemialliset ominaisuudet. MOF materiaaleja on mahdollista muokata myös siten, että ANG materiaaleille tyypillinen suuri metaanin sitoutuminen matalalla painetasolla



vältetään, jolloin sorbenttiin sitoutunut käyttökelpoinen metaanin määrä kasvaa. Parhaimmilla MOF rakenteilla (esim. HKUST-1) saavutetaan jo noin 50 bar metaanin säilöntäpaineella DOE:n tavoite  $263 \text{ cm}^3_{\text{CH}_4}/\text{cm}^3_{\text{säiliö}}$  ja 100 bar säilöntäpaineella jo noin  $330 \text{ cm}^3_{\text{CH}_4}/\text{cm}^3_{\text{säiliö}}$  adsorbtiomäärä, joka vastaa noin 25 % suurempaa energiamäärää kuin tavallinen CNG 250 bar paineessa. Toistaiseksi kuitenkin MOF rakenteiden heikko sietokyky ulkopuolista mekaanista painetta kohtaan, kemiallinen epästabiilius sekä herkkyys kaasussa olevia epäpuhtauksia ja vesihöyryä kohtaan estävät niiden käytön vielä käytännön sovelluksissa. MOF rakenteiden valmistuskustannukset ovat myös vielä selvästi korkeammat kuin esim. aktiivisten hiilirakenteiden. MOVE ohjelman puitteissa on tosin esitetty MOF rakenteiden valmistusprosessin kehittämispolkuja, joilla valmistuskustannukset voisi laskea tavoitetasolle ( $<10\$/\text{kg}_{\text{sorbent}}$ ).

Tässä raportissa on esitetty oleelliset vaatimukset ja tarvittavat luvat varastoitaessa biometaania ajoneuvokäyttöön. Lisäksi on käsitelty erilaisten varastointivaihtoehtojen tekniikkaa, kustannuksia ja tulevaisuuden näkymiä. Biokaasu varastoidaan ennen käyttöä tai jalostamista biometaaniksi pääosin matalapaineisena, sillä biokaasun kompressointi ei ole taloudellisesti kannattavaa. Biometaani varastoidaan lähes täysin paineistettuna 200 - 250 bar paineessa korkeapainesäiliöissä. Paineistaminen suoritetaan kompressoreilla joka on prosessina melko kallis. Biometaania nesteytetään myös jonkin verran, mutta nykyisillä biokaasun puhdistusmenetelmillä on vaikea saavuttaa kustannustehokkaasti nesteykselle vaadittavaa biometaanin puhtausastetta. Korkeapainesäiliön massa ja hinta riippuvat säiliön tyypistä (tyyppi I, 3 €/l - Tyyppi IV, 17 €/l), mutta valmistumäärien kasvaessa kustannukset tulevat laskemaan. Nesteytetyn metaanin (LNG/LBG) säiliöiden hinta kokoluokan 500 - 5000 m<sup>3</sup> säiliöille vaihtelee välillä 0,72 - 3,2 €/l riippuen säilön koosta. LNG/LBG säiliöiden kustannusten odotetaan myös laskevan lähitulevaisuudessa käytön lisääntyessä. Meriliikenteessä käytetään tulevaisuudessa myös LNG:ltä polttoaineena joka mahdollistaa synergiaetuja maalikenteen LNG varastoinnille ja ajoneuvokäytölle. ANG teknologioiden osalta näyttää yleisesti siltä, että ne voisivat hyvinkin lähitulevaisuudessa teknisten ominaisuuksiensa puolesta tarjota varteenotettavan vaihtoehdon paineistetun maakaasun (CNG) ohella ajoneuvokäytössä metaanin varastoimiseksi. Se miten ANG ratkaisut kehittyvät tulevaisuudessa niin teknisten ominaisuuksiensa, mutta erityisesti kustannusten osalta riippuu hyvin paljon siitä kuinka paljon biometaanin ja maakaasun käyttö ajoneuvoissa lisääntyy. Välivarastoinnissa ANG ratkaisut voisivat tarjota kevyen ja kustannustehokkaan varastointimuodon jo nyt, koska jo noin 100 bar painetasolla saavutetaan sama energiatiheys (MJ/M3) kuin CNG:llä.

## Lähdeviitteet

---

- [1] Tukes, "Turvallisuus- ja kemikaalivirasto (Tukes)," 08 24 2015. [Online]. Available: <https://tukes.fi/documents/5470659/6373024/Tukes-ohje+-+Maakaasun+k%C3%A4sittelyn+turvallisuus/ca791766-bf7e-4cf8-8460-555911debbdc/Tukes-ohje+-+Maakaasun+k%C3%A4sittelyn+turvallisuus.pdf>. [Haettu 18 12 2018].
- [2] Suomen Kaasuyhdistys ry, "Turvallisuus- ja kemikaalivirasto (Tukes)," 2011. [Online]. Available: [http://www.kaasuyhdistys.fi/sites/default/files/pdf/oppaat/Maakaasu\\_tankkausasemaohje.pdf](http://www.kaasuyhdistys.fi/sites/default/files/pdf/oppaat/Maakaasu_tankkausasemaohje.pdf). [Haettu 18 12 2018].
- [3] Yhdistyneiden kansakuntien Euroopan talouskomissio UN/ECE, "EUR-Lex," 30 6 2015. [Online]. Available: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/FI/TXT/PDF/?uri=CELEX:42015X0630\(01\)&from=FI](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/FI/TXT/PDF/?uri=CELEX:42015X0630(01)&from=FI). [Haettu 18 12 2018].
- [4] H. Berg, "Natural gas takes the role as a back-up fuel," Wärtsilä, 22 May 2018. [Online]. Available: <https://www.wartsila.com/twentyfour7/in-detail/natural-gas-takes-the-role-as-backup-fuel>. [Haettu 7 September 2018].
- [5] Suomen Kaasuyhdistys, "LNG asiakassäiliöt," Suomen Kaasuyhdistys, [Online]. Available: [http://www.kaasuyhdistys.fi/sites/default/files/html/lng\\_asiakassailiot\\_lowres\\_2017/index.html](http://www.kaasuyhdistys.fi/sites/default/files/html/lng_asiakassailiot_lowres_2017/index.html). [Haettu 26 September 2018].
- [6] Chemical Engineering, "Economic indicators," *Chemical Engineering*, nro November, p. 72, 2018.
- [7] European Central Bank, "US dollar," [Online]. Available: [https://www.ecb.europa.eu/stats/policy\\_and\\_exchange\\_rates/euro\\_reference\\_exchange\\_rates/html/eurofxref-graph-usd.en.html](https://www.ecb.europa.eu/stats/policy_and_exchange_rates/euro_reference_exchange_rates/html/eurofxref-graph-usd.en.html). [Haettu 5 February 2018].
- [8] European Biogas Association, "Denmark: Countries largest biogas plant under construction," European Biogas Association, 28 November 2016. [Online]. Available: <http://european-biogas.eu/2016/11/28/denmark-countries-largest-biogas-plant-under-construction/>. [Haettu 26 September 2018].
- [9] K. Krich, D. Augenstein, B. JP, J. Beneman, B. Rutledge ja D. Salour, "Biomethane from Dairy Waste. A Sourcebook for the Production and Use of Renewable Natural Gas in California," 2005. [Online]. Available: <https://suscon.org/publications/>. [Haettu 18 October 2018].
- [1] Wikipedia, "Gas holder," Wikipedia, 4 October 2018. [Online]. Available: [https://en.wikipedia.org/wiki/Gas\\_holder](https://en.wikipedia.org/wiki/Gas_holder). [Haettu 18 October 2018].
- [1] Wikipedia, "Kaasukello," Wikipedia, 16 January 2018. [Online]. Available: <https://fi.wikipedia.org/wiki/Kaasukello>. [Haettu 18 October 2018].
- [1] Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V. (FNR), "Guide to biogas. From production 2] to use.," 2010. [Online]. Available: [https://mediathek.fnr.de/media/downloadable/files/samples/g/u/guide\\_biogas\\_engl\\_2012.pdf](https://mediathek.fnr.de/media/downloadable/files/samples/g/u/guide_biogas_engl_2012.pdf). [Haettu 12 October 2018].
- [1] The Utile Engineering Co. Ltd., "Biogas storage tanks," The Utile Engineering Co. Ltd., [Online]. Available: <http://www.utileengineering.co.uk/biogas-storage-tanks/>. [Haettu 18 October 2018].
- [1] K. Fletcher, "Biogas buffer," 23 July 2015. [Online]. Available: <http://biomassmagazine.com/articles/12177/biogas-buffer>. [Haettu 19 October 2018].
- [1] Alibaba, "High strength polyester fabric Bio Gas storage tank," Alibaba, [Online]. Available: [https://amoco.en.alibaba.com/product/575736880-212297247/High\\_strength\\_polyester\\_fabric\\_Bio\\_Gas\\_storage\\_tank.html?spm=a2700.icbuShop.84.10.78847cdaCNyrFA](https://amoco.en.alibaba.com/product/575736880-212297247/High_strength_polyester_fabric_Bio_Gas_storage_tank.html?spm=a2700.icbuShop.84.10.78847cdaCNyrFA). [Haettu 19 October 2018].



- [1] TUKES, "Maakaasun varastointi," TUKES, [Online]. Available:  
6] <https://tukes.fi/teollisuus/maakaasu-ja-biokaasu/maakaasun-varastointi>. [Haettu 22 October 2018].
- [1] Owens Corning Company, "Innovation in Composite CNG Cylinders," 2009. [Online].  
7] Available:  
[http://www.ocvreinforcements.com/pdf/library/Owens\\_Corning\\_Innovation\\_Composite\\_CNG\\_Cylinders\\_JECAAsia2009\\_091009.pdf](http://www.ocvreinforcements.com/pdf/library/Owens_Corning_Innovation_Composite_CNG_Cylinders_JECAAsia2009_091009.pdf). [Haettu 22 October 2018].
- [1] B. D. James, C. Houchins, J. M. Huya-Kouadio ja D. A. DeSantis, "Final Report:  
8] Hydrogen Storage System Cost Analysis," September 2016. [Online]. Available:  
<https://www.osti.gov/servlets/purl/1343975>. [Haettu 19 October 2018].
- [1] WE R CNG, [Online]. Available: <http://wercng.com/>. [Haettu 2 November 2018].  
9]
- [2] Frost & Sullivan, "Global Medium-Heavy Duty CNG and LNG Truck Market Disruptive  
0] Impact of Global LNG Trade and Rising Engine Platformization Drive NG Truck Proliferation," Frost & Sullivan, 2016.
- [2] Worthington, "Multiple Element Gas Container," [Online]. Available:  
1] <https://worthingtonindustries.com/Products/Alternative-Fuels/Multiple-Element-Gas-Container#>.
- [2] International Gas Union (IGU), "Small Scale LNG," 2015. [Online]. Available:  
2] [http://www.igu.org/sites/default/files/node-page-field\\_file/SmallScaleLNG.pdf](http://www.igu.org/sites/default/files/node-page-field_file/SmallScaleLNG.pdf). [Haettu 22 October 2018].
- [2] P. Haimila, LIKENNEBIOKAASUN JAKELU MIKKELIN SEUDULLA. Diplomityö,  
3] Lappeenranta: Lappeenrannan Teknillinen Yliopisto, Tuotantotalouden koulutusohjelma, 2015.
- [2] FuelMaker, "The Products. CNG refuelling," [Online]. Available: <http://www.fuel-maker.com/en/default.aspx>. [Haettu 22 October 2018].  
4]
- [2] Air & Gas Technologies, "FMQ-2-36 Fuelmaker CNG Refueling Appliance," [Online].  
5] Available: <https://www.airgastech.com/fmq-2-36-fuelmaker-cng-refueling-appliance.html>. [Haettu 22 October 2018].
- [2] R. Hinterberger, "Biogas als Treibstoff: Wirtschaftliche Grundlagen und Machbarkeit,"  
6] 2011. [Online]. Available:  
[https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/edz\\_pdf/1112\\_biogas\\_als\\_treibstoff.pdf](https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/edz_pdf/1112_biogas_als_treibstoff.pdf). [Haettu 22 October 2018].
- [2] C. Red, "CompositesWorld," 12 Tammikuu 2014. [Online]. Available:  
7] <https://www.compositesworld.com/articles/pressure-vessels-for-alternative-fuels-2014-2023>. [Haettu 24 Lokakuu 2018].
- [2] D. N. Sirosh, Quantum Technologies Inc., 26 Tammikuu 2012. [Online]. Available:  
8] <https://www.arpa-e.energy.gov/sites/default/files/documents/files/Neel%20Sirosh%2C%20Quantum%2C%20FINAL.pdf>. [Haettu 24 Lokakuu 2018].
- [2] P. E. Livio Gambone, "ARPA-E," 18 Marraskuu 2013. [Online]. Available:  
9] [https://www.arpa-e.energy.gov/sites/default/files/documents/files/6\\_SessionA\\_Gambone\\_0.pdf](https://www.arpa-e.energy.gov/sites/default/files/documents/files/6_SessionA_Gambone_0.pdf). [Haettu 24 Lokakuu 2018].
- [3] "NGV Global News," 9 Joulukuu 2011. [Online]. Available:  
0] <https://www.ngvglobal.com/blog/new-cng-zafira-tourer-with-530-km-natural-gas-range-1209>. [Haettu 25 10 2018].
- [3] "Gas Trucks UK," 25 Lokakuu 2018. [Online]. Available:  
1] <http://www.gastrucks.co.uk/index.php/stralis-np>. [Haettu 25 Lokakuu 2018].
- [3] "OEM Off-Highway," 29 Elokuu 2017. [Online]. Available:  
2] <https://www.oemoffhighway.com/trends/equipment-launches/agriculture/press->

- release/20974057/new-holland-agriculture-new-holland-presents-methane-power-concept-tractor-at-farm-progress-show-2017. [Haettu 25 Lokakuu 2018].
- [3] "Westport," Westport, 25 10 2018. [Online]. Available: <https://www.westport.com/is/core-3-technologies/fit-pack>. [Haettu 25 Lokakuu 2018].
- [3] "REL," REL Inc., 25 Lokakuu 2018. [Online]. Available: <https://www.relinc.net/advanced-4-materials/conformable-natural-gas-tank/>. [Haettu 25 Lokakuu 2018].
- [3] "ARPA-e," UTRC, 1 Maaliskuu 2017. [Online]. Available: <https://www.arpa-e.energy.gov/?q=slick-sheet-project/modular-natural-gas-tank>. [Haettu 25 Lokakuu 2018].
- [3] H.-M. W. W. Z. J. Q. X. a. B. C. Bin Li, "Porous Metal-Organic Frameworks: Promising Materials for Methane Storage," *Chem*, osa/vuosik. October 13, nro 1, pp. 557-580, 2016.
- [3] R. C. & D. S.-K. T. S. Alhasan, "A review of adsorbed natural," *International Journal of Environmental Studies*, osa/vuosik. 73, nro 3, pp. 343-356, 2016.
- [3] J.-R. L. W. L. a. H.-C. Z. Trevor A. Makal, "Methane storage in advanced porous materials," *Chemical society reviews*, osa/vuosik. Chem Soc Rev, nro 2012, pp. 7761-7779, 2012.
- [3] J. O. M. K. T. M. R. H. J. R. J. E. B. I. G. A. C. A. G. C. M. B. P. L. L. N. M. & J. R. L. Jarad A. Mason, "Methane storage in flexible metal-organic frameworks with intrinsic thermal management," *Nature*, osa/vuosik. 527, pp. 357-361, 2015.
- [4] B. T. A. T. F. S. M. J. R. D. B. Y. S. L. Z. a. A. I. C. Colin D. Wood, "Microporous Organic Polymers for Methane Storage," *Advanced Materials*, osa/vuosik. 2008, nro 20, pp. 1916-1921, 2008.
- [4] J. A. M. B. D. J. C. H. J. R. L. a. M. V. Daniel DeSantis, "Techno-economic Analysis of Metal-Organic Frameworks for Hydrogen and Natural Gas Storage," *energy&fuels*, osa/vuosik. Energy Fuels 2017, nro 31, pp. 2024-2032, 2017.
- [4] S. B. E. A. J. G. S. D. M. B. J. L. Q. W. H. D. O. K. O. J. M. O. Y. W. T.-B. L. a. H.-C. Z. Yu Fang, "Incorporating Heavy Alkanes in Metal-Organic Frameworks for Optimizing Adsorbed Natural Gas Capacity," *Chemistry A European Journal*, osa/vuosik. Chem. Eur. J. 2018, nro 24, pp. 16977-16982, 2018.
- [4] A. C. N. R. B. J. A. Michael Feroldi, "Adsorption technology for the storage of natural gas," *International Journal of Energy Research*, osa/vuosik. 40, p. 1890-1900, 2016.
- [4] M. M.-E. E. G.-R. K. K. J. S.-A. a. F. R.-R. Mirian Elizabeth Casco, "High-Pressure Methane Storage in Porous Materials: Are Carbon Materials in the Pole Position?," *Chemistry of Materials*, osa/vuosik. Chem. Mater. 2015, nro 27, pp. 959-964, 2015.
- [4] S. F. Y. W. Xuemei Lang, "Intensification of methane and hydrogen storage in clathrate hydrate and future prospect," *Journal of Natural Gas Chemistry*, osa/vuosik. 19, p. 203-209, 2010.
- [4] A. J. H. W. P. B. R. K. K. P. R. P. L. Hari Prakash Veluswamy, "Rapid methane hydrate formation to develop a cost effective large scale energy storage system," *Chemical Engineering Journal*, osa/vuosik. 290, p. 161-173, 2016.

## Liite 1: Yrityksille esitetyt kysymykset ja niiden vastaukset

### Doranova Oy

1. Voitteko kertoa yrityksenne liiketoiminnasta muutamalla lauseella?
Doranova Oy on biokaasuratkaisujen, sekä maaperän ja pohjaveden kunnostuksen edelläkävijä. Maaperien kunnostuksia Doranova on suorittanut jo yli 20 vuoden ajan itse kehittämillään in situ menetelmillä, jotka eivät vaadi massojen vaihtoa, eivätkä häiritse kunnostettavan kohteen muuta käyttöä. Biokaasuliiketoiminta taas on keskittynyt kaatopaikka- ja biokaasulaitosten projektitoimituksiin, joita tehdään Suomen ja Baltian lisäksi Aasiassa ja Afrikassa. Lisäksi yhtiöllä on molemmilla toimialoilla vahvaa T&K toimintaa.
Doranova Oy on perustettu vuonna 1995 ja yhtiö työllistää suoraan tällä hetkellä 19 ympäristöalan osaajaa. Vuonna 2017 Doranovan liikevaihto oli 5,3 miljoona Euroa.
2. Miten biokaasu ja biometaani liittyvät yrityksenne toimintaan?
Biokaasuratkaisut (kaatopaikat ja biokaasulaitokset) käsittävät noin 75% Doranovan liiketoiminnasta. Doranovan strategisena tavoitteena onkin kehittää biokaasuratkaisuja, kuten Hardferm-kuivamädätysreaktoreita, niin että yhtiö pystyy vastaamaan alan haasteisiin myös tulevaisuudessa. Näitä haasteita ovat esimerkiksi kaasun liikennekäytön lisääntyminen ja aiempaa hankalampien syötteiden käsittelyn kasvu.
3. Mitä biokaasun tai biometaanin välivarastointiin ja/tai varastointiin ajoneuvossa liittyviä ratkaisuja on teillä käytössä tai on teidän tiedossa?
Asiakkaamme Jepuan biokaasu käyttää pullokonttiratkaisuja kaasun siirtoon ja varastointiin. Lisäksi biometaanin varastointi ”gas holderissa” on mahdollista vaikkei kovinkaan tavallista (sopii paremmin biokaasulle). Lisäksi nesteytetyn kaasun logistiikkaratkaisut ovat mahdollisia biokaasun tuotannon ollessa tarpeeksi suurta.
4. Mitä haasteita ja kehitystarpeita teidän näkemykseen ja kokemukseen perustuen liittyy yllä mainittuihin ratkaisuihin?
CBG:n varastointiratkaisujen hinta on suurin yksittäinen syy niiden yleistymisen hitaudelle. Nesteytetyn kaasun osalta taas haasteita löytyy teknisten ratkaisujen hinnan lisäksi kaasun höyrystymisen aiheuttamista haasteista.
5. Mitä teknisiä, laadullisia ja kustannuksiin liittyviä vaatimuksia teidän mielestänne biometaanin varastoinnille on?
Turvallisuus ja säilytys-/kuljetusratkaisun omapaino ovat hinnan lisäksi tärkeimmät muuttujat.
6. Mitä kehitystarpeita näette tulevaisuudessa liittyvän biometaanin varastointiin, jotta biometaanin käyttö polttoaineena voisi lisääntyä?
Kustannuskäyrällä on päästävä alaspäin riippumatta sovelluksen mittakaavassa. Teollisen mittakaavan lisäksi yksittäisten käyttäjien, kuten maatilojen ratkaisuvälikoimaan on saatava enemmän laajuutta.

## Jepuan Biokaasu Oy

1.	Voitteko kertoa yrityksenne liiketoiminnasta muutamalla lauseella?
	Olemme biokaasun tuottaja. Jalostamme biokaasun liikennekäyttöön soveltuvaksi. Tuotantolaitoksen yhteydessä on CBG:n tankkausasema. Toimitamme teollisuuteen biometaania pullokonteissa ja raakaa biokaasua siirtolinjaa pitkin. Vuonna 2019 avasimme 1-2 uutta tankkausasemaa, joihin kaasu siirretään pullokonteissa.
2.	Miten biokaasu ja biometaani liittyvät yrityksenne toimintaan?
	Tuotamme mädätysprosessissa biokaasua, josta jalostamme biometaania vesipesurilla.
3.	Mitä biokaasun tai biometaanin välivarastointiin ja/tai varastointiin ajoneuvossa liittyviä ratkaisuja on teillä käytössä tai on teidän tiedossa?
	Tavanomaiset henkilöautojen pullojärjestelmät biometaanille, niin auton tavaratilassa kuin sen ulkopuolella alla suojakotelossa. Välivarastoinnissa käytössä ovat 250 bar:n pullokontit.
4.	Mitä haasteita ja kehitystarpeita teidän näkemykseen ja kokemukseen perustuen liittyy yllä mainittuihin ratkaisuihin?
	Tavanomaisen paineen 250 bar noston esim. 300 bariin, tai edelleen 350 bariin.  Metaanin riittävä laatu nesteytykseen on haastavaa saavuttaa. Tähän tarvittaisiin kustannustehokasta kaasun rikastusteknologiaa, joka vastaisi metaanin laatuksia. Myös nesteytyslaitteisto investointina on saatava kohtuulliselle tasolle pienelle toimijalle.
5.	Mitä teknisiä, laadullisia ja kustannuksiin liittyviä vaatimuksia teidän mielestänne biometaanin varastoinnille on?
	CBG:lle vaatimukset ovat kohtuullisen helppoja saavuttaa käsillä olevilla tekniikoilla. LBG:n osalta biometaanin puhdistusprosessi on suurempi haaste kuin nesteyttäminen.
6.	Mitä kehitystarpeita näette tulevaisuudessa liittyvän biometaanin varastointiin, jotta biometaanin käyttö polttoaineena voisi lisääntyä?
	Jakeluverkostoa tulee kehittää. Lisäksi katso kohta 4.

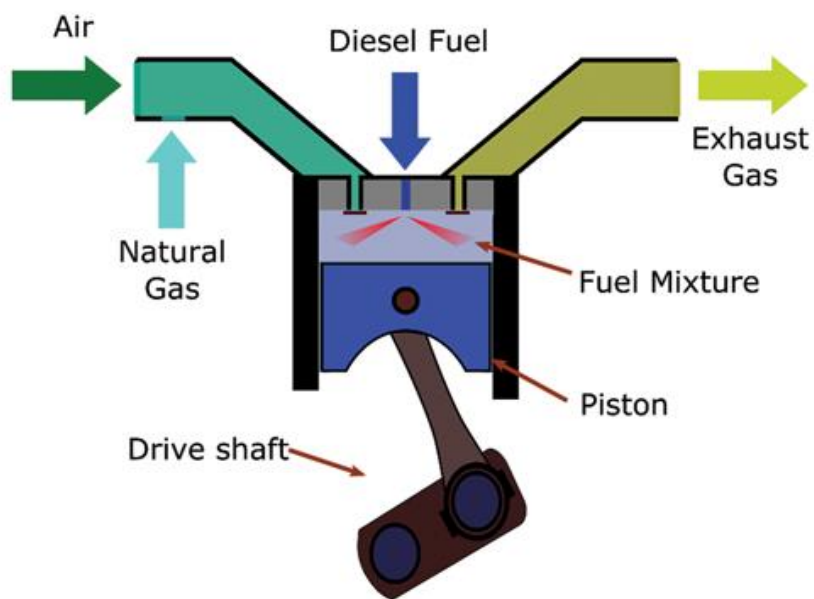
## Valtra Oy

1.	Voitteko kertoa yrityksenne liiketoiminnasta muutamalla lauseella?
	Valtra kehittää, valmistaa, markkinoi, myy ja huoltaa maataloustraktoreita.
2.	Miten biokaasu ja biometaan liittävät yrityksenne toimintaan?
	Maakaasu ja biometaan ovat yksi mielenkiintoinen vaihtoehto tulevaisuudessa traktorin polttoaineeksi. Valtaosa Valtran asiakkaista toimivat maatalouden alalla jossa biokaasun ja biometaanin tuottaminen on tällä hetkellä suuren mielenkiinnon alla ja siten Valtralla on halu seurata kehitystä myös laajemmin ja pohtia uusia liiketoimintamahdollisuuksia kaasua käyttävien traktoreiden lisäksi kyseisessä toimintaympäristössä.
3.	Mitä biokaasun tai biometaanin välivarastointiin ja/tai varastointiin ajoneuvossa liittyviä ratkaisuja on teillä käytössä tai on teidän tiedossa?
	<p>Olemme rakentaneet prototyyppisiä traktoreista jotka hyödyntävät biometaanin polttoaineena. Näissä kaasun varastointiin on käytetty komposiitti (tyypin 4) mukaisia CNG tankkeja. Henkilöautoissa käytetään yleisimmin tyypin 1 terässäiliöitä paineistetun kaasun varastointiin, jotka olisi toinen luonnollinen vaihtoehto myös traktorikäyttöön.</p> <p>Muita tiedossa olevia ratkaisuja ovat nesteytetty LNG varastointi jota on käytössä mm. raskaassa tieliikennekalustossa. Lisäksi olemme törmänneet lähinnä tulevaisuuden mahdollisuuksina ns. ANG ratkaisuun jossa kaasu on matalammassa paineessa absorboituneena säiliön väliaineeseen.</p> <p>Lisäksi on nähty erilaisia paineistetun kaasun ratkaisuja joissa pyritään parantamaan suurien sylinterimäisten säiliöiden väliin jäävää hukkatilaa erilaisilla ratkaisuilla.</p>
4.	Mitä haasteita ja kehitystarpeita teidän näkemykseen ja kokemukseen perustuen liittyy yllä mainittuihin ratkaisuihin?
	<p>Käyttökokemuksia on ainoastaan paineistetun kaasun ratkaisuista joissa ei toistaiseksi käytännössä ole havaittu suurempia ongelmia. Terässäiliöt olisivat edullisin vaihtoehto mutta niiden korroosion mahdollisuus on epäkohta, komposiittitankkeissa ei ole korroosion vaaraa mutta tankit tulee suojata hyvin ulkopuolisilta kontakteilta jolle traktorin rakenteet voivat helposti kohdistua.</p> <p>Suurin haaste paineistetun kaasun varastoinnissa ajoneuvossa on sen vaatima tila suhteessa energiamäärään. Olemme havainneet käytännössä että paineistettu kaasu varaa tilaa ajoneuvosta n. 10-kertaisen määrän dieseliin verrattuna. 200barin paineessa kaasun ja dieselin energia-tilavuus suhde on n. 1:5, mutta lisäksi kun huomioidaan sylinterimäiset tankit, niiden väliin jäävä tila, sylinterien kiinnikkeiden ja suojarakenteiden sekä tankkien venttiilien ja putkitusten vaatima tila päädytään kokonaisuudessa tuohon mainittuun 10-kertaisen tilan vaatimukseen suhteessa dieseliin. Diesel tankki voidaan suunnitella hyvin monimuotoiseksi hyödyntäen kaikki olemassa oleva tila kun taas kaasutankin muoto on hyvin vakioitu.</p>
5.	Mitä teknisiä, laadullisia ja kustannuksiin liittyviä vaatimuksia teidän mielestänne biometaanin varastoinnille on?
	Ajoneuvossa varastointiratkaisun pitää olla robusti ja vaihtelevia ympäristöolosuhteita kestävä. Myös huollon ja logistiikan turvallisuusnäkökulmat tulee ottaa huomioon. Ylipäätään uusissa ratkaisuissa turvallisuuden huomioiminen on tärkeää kun puhutaan palavasta kaasumaisesta, näkymättömästä polttoaineesta.
6.	Mitä kehitystarpeita näette tulevaisuudessa liittyvän biometaanin varastointiin, jotta biometaanin käyttö polttoaineena voisi lisääntyä?

Ajoneuvovarastointiin olisi hyvä löytyä ratkaisu joka mahdollistaa korkeamman energiatilavuus suhteen. On myös hyvin mahdollista jos biometaanin käyttö lisääntyy maataloudessa, että tarvitaan uusia edullisia kaasuntankkiratkaisuja joilla kaasua voidaan siirtää järkevästi tuotantopaikalta työkohteisiin ja kompensoida ajoneuvoon varastoitua kaikissa tehtävissä mahdollisesti riittämätöntä energiamäärää.

## **Appendix C Katsaus dual-fuelmoottoriteknologiaan**

---



# Katsaus dual-fuel -moottori- teknologiaan

Kirjoittajat:

Petri Söderena ja Rasmus Pettinen

Luottamuksellisuus:

julkinen



Raportin nimi Katsaus dual-fuel -moottoritekologiaan	
Asiakkaan nimi, yhteyshenkilö ja yhteystiedot Business Finland, sekä ohjausryhmän varsinaiset jäsenet: AGCO Power Oy, Dinex Finland Oy, Doranova Oy, Jepuan Bio- kaasuu Oy, Valtra Oy ja Vilakone Oy	Asiakkaan viite
Projektin nimi BioMet2020	Projektin numero/lyhytnimi
Raportin laatija(t) Petri Söderena ja Rasmus Pettinen	Sivujen/liitesivujen määrä 21/
Avainsanat Dual-fuel, metaani, diesel	Raportin numero VTT-R-00906-20
<p><b>Tiivistelmä</b></p> <p>Tämän katsauksen tarkoituksena oli tarkastella esisekoittuneeseen kaksoispolttoainepalami-          seen perustuvan moottoritekologian nykytilaa ja tulevaisuuden näkymiä eri käyttökohteissa.          Esisekoittunut kaksoispolttoaine (dual-fuel) -palaminen näyttää rajoittuvan tällä hetkellä ja lähi-          tulevaisuudessakin lähes yksinomaan laiva- ja voimalaitosmoottoreihin. Näissä käyttökohteissa se tarjoaa metaania käytettäessä miltei dieselmoottorin tasoisen energiatehokkuuden          sekä merkittävästi tyypillistä keskinopeaa dieselmoottoria pienemmät NOx-, PM- ja SOx-pääs-          töt.</p> <p>Raskaiden maantieajoneuvojen osalta näyttää siltä, että perinteiseen esisekoittuneeseen DF-          palamiseen pohjautuvia moottoreita ei tule markkinoille ainakaan voimakkaasti säännellyillä          markkina-alueilla kuten Eurooppa ja USA. Syynä on ko. moottoreiden korkeat HC-päästöt, li-          sähintä, monimutkainen ohjausjärjestelmä sekä näissä käyttökohteissa matalaksi jäävä diese-          lin korvausaste. Raskaiden kuorma-autojen osalta suoraruiskutteinen metaani-diesel DF-moot-          toritekologia sen sijaan tarjoaa mielenkiintoisen vaihtoehdon CO<sub>2</sub>-päästöjen vähentämiseen          mahdollistaen myös laajan palamismoodivalikoiman, kuten suoraruiskutus DF-, RCCI- (reacti-          vity controlled compression ignition) sekä esisekoittunut DF-palaminen.</p> <p>Työkoneiden moottoreiden osalta esisekoittuneeseen DF-palamiseen pohjautuvien moottorien          esiintyminen on myös hyvin epätodennäköistä johtuen siitä, että nykyisin työkonemoottorien          kehityspolut seuraavat hyvin pitkälle kuorma-automoottorien kehityspolkuja, pääasiassa kiris-          tyneiden pakokaasupäästövaatimusten takia.</p> <p>Henkilöautojen osalta tämän hetkinen eurooppalainen päästölainsäädäntö ei mahdollista tyyppi-          pihvyäsyntää ajoneuvolle, jossa on puristussytytyiseen kaksoispolttoainepalamiseen perus-          tuva moottori.</p>	
Luottamuksellisuus	julkinen
Espoo 14.9.2020	
Laatija  Petri Söderena Tutkimustiimin päällikkö	Tarkastaja  Juhani Laurikko Johtava tutkija
Hyväksyjä  Jukka Lehtomäki Manager of operational support	
VTT:n yhteystiedot	
Jakelu (asiakkaat ja VTT) Business Finland, BioMet2020 projektin ohjausryhmä sekä VTT:n julkinen julkaisuportaali	
VTT:n nimen käyttäminen mainonnassa tai tämän raportin osittainen julkaiseminen on sallittu vain Teknologian tutkimuskeskus VTT Oy:ltä saadun kirjallisen luvan perusteella.	

## Alkusanat

---

"Katsaus dual-fuelmoottoritekнологiaan" -selvitys on toteutettu osana Business Finlandin rahoittamaa BioMet2020 projektia. Projektin yrityskumppaneina ovat AGCO Power Oy, Dinex Finland Oy, Doranova Oy, Jepuan Biokaasu Oy, Valtra Oy ja Vilakone Oy.

BioMet2020 projektin varsinaisina työpaketteina olivat uuden biokaasun puhdistuskonseptin tutkimus, etanoli-metaani bi-fuel työkonemoottorin tutkimus, jonka osana tämä selvitys toteutettiin, sekä selvitys "Biometaanin välivarastointi ja varastointi ajoneuvossa - Tulevaisuuden mahdollisuudet".

Tämän selvityksen tavoitteena oli tuottaa suomalaisten yritysten tarpeisiin katsaus eri dual-fuelmoottoritekнологioista ja niiden tulevaisuuden näkymistä ajoneuvoissa sekä laivaliikenteessä. Selvityksessä käydään läpi yleisellä tasolla eri dual-fuel teknologiat, niiden käyttö tällä hetkellä eri liikkuvissa ajoneuvoissa sekä meriliikenteessä, ja kartoitetaan tulevaisuuden mahdollisuuksia.

Espoo 14.09.2020

Tekijät

## Sisällysluettelo

---

Alkusanat .....	3
Sisällysluettelo .....	4
1. Johdanto ja tavoite.....	5
2. Dual-fuel -teknologia yleisesti .....	5
2.1 Suoraruiskutus dual-fuel -teknologia .....	6
2.2 Esisekoittunut dual-fuel -teknologia .....	7
2.3 RCCI-palaminen .....	8
3. Dual-fuel moottoreiden käyttökohteet.....	10
3.1 Lainsäädäntö .....	11
3.2 Raskaat maantieajoneuvot ja työkoneet .....	14
3.3 Henkilöautot.....	16
3.4 Laivat.....	17
4. Dual-fuel moottoreiden polttoainevaihtoehdot .....	18
4.1 Kaasumaiset polttoaineet.....	18
4.2 Nestemäiset polttoaineet .....	19
5. Yhteenveto ja tulevaisuuden näkymät.....	19
Lähdeviitteet.....	20

## 1. Johdanto ja tavoite

---

Perinteiset nestemäiset polttoaineet diesel ja bensiini sekä erilaiset meriliikenteen käyttämät polttoöljyt ovat hallinneet ajoneuvojen sekä laivojen pääasiallisina käyttövoimina jo vuosikymmenet. Hidas- ja keskinopeakäyntisissä laivamoottoreissa myös maakaasu on kuitenkin ollut varsinkin 1990-luvulta lähtien myös merkittävä polttoaine. Diesel- sekä ottomoottoriteknologioiden kehitys ovat hallinneet moottoriteknologioiden kehitystyötä. Muut polttomoottorien palamismenetelmät, kuten kaksoispolttoainepalaminen (dual-fuel), ovat olleet pienemmässä roolissa.

Tämän lyhyen katsauksen tavoitteena oli kartoittaa tämän hetken tilanne ja lähitulevaisuuden näkymät kaksoispolttoaineteknologian käytön osalta eri liikennevälineissä. Erityisesti selvityksessä tarkastellaan esisekoittunutta kaksoispolttoainepalamista, jossa kaasumainen polttoaine ruiskutetaan imusarjaan ja varsinainen palamisprosessin sytyttävä polttoaine suoraan moottorin palotilaan.

## 2. Dual-fuel -teknologia yleisesti

---

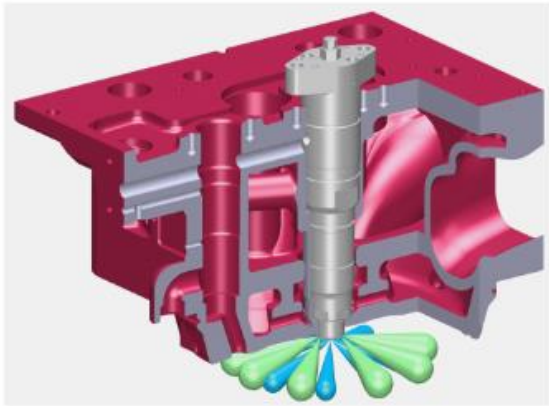
Dual-fuel palamisteknologia voidaan jakaa kahteen pääryhmään:

1. Suoraruiskutteinen dual-fuel -teknologia
2. Esisekoittunut dual-fuel -teknologia

Kuva 1 havainnollistaa näitä kahta eri teknologiaa. Pääasiallisena erona näissä teknologioissa on polttoaineen syöttötapa ja palamisprosessi. Suoraruiskutteisessa DF-palamisessa molemmat polttoaineet eli pääpolttoaine ja sytyttävä tukipolttoaine ruiskutetaan suoraan sylinteriin. Esisekoittuneessa DF-palamisessa pääpolttoaine ruiskutetaan pääasiallisesti ennen sylinteriä, joko yhdestä pisteestä tai sylinterikohtaisesti suoraan imukanaviin. Pääpolttoaineen syttyminen tapahtuu sylinteriin ruiskutettavalla pilot-polttoaineella. Perinteisesti DF-palamisteknologialla on tarkoitettu esisekoittunutta kaksoispolttoainepalamista, jossa kaasumainen ennen sylinteriä ruiskutettu vaikeammin sytytettävä polttoaine sytytetään sylinterissä suoraruiskutetulla korkeamman syttyvyyden polttoaineella (esim. dieselöljy).

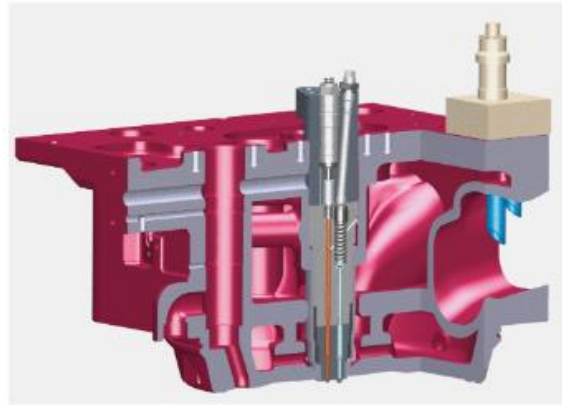
Näiden kahden pääryhmän lisäksi erityisesti 2010-luvulla on tutkittu paljon palamisteknologiaa, joka perustuu kahden kemiallisesti eri reaktiivisuuden sekä fysikaalisen höyrystymiskyvyn omaavan polttoaineen hyödyntämiseen, kuten bensiini/etanoli-bensiiniseos ja diesel. Niin kutsuttu Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) palamisteknologia on eräänlainen muunnos esisekoittuneesta dual-fuelteknologiasta. Kappaleessa 2.3 kuvataan RCCI-palamisteknologia pääpiirteittäin.

## Gas-Diesel



### Diesel Combustion (Diffusion Combustion)

## Dual-Fuel



### Otto Combustion (Premixed Combustion)

Kuva 1: Suoraruiskutteinen ja esisekoittunut dual-fuel -palaminen [1].

## 2.1 Suoraruiskutus dual-fuel -teknologia

Suoraruiskutteisessa dual-fuel -palamisessa<sup>1</sup> on kyse palotapahtumasta, jossa helpommin syttyvällä nk. pilot-polttoaineella sytytetään vaikeammin syttyvä pääpolttoaine. Tyypillisesti pilot-polttoaineen energiamäärä vastaa muutamia prosentteja molempien ruiskutettujen polttoaineiden kokonaisenergiamäärästä. Varsinaisen pääpolttoaineen palaminen tapahtuu dieselmoottorin tapaan diffuusiopalamisena sitä mukaa, kun polttoainetta ruiskutetaan moottoriin. Termodynaamisesti palamisen menetelmä on siis perinteistä dieselpalamisteknologiaa vastaava. Suoraruiskutteiselle DF-moottorille on tyypillistä dieselmoottorin tasoinen hyötysuhde. Moottorityyppi toimii ilma-polttoaineseoksella, jonka ilmamäärä on suurempi kuin stoikiometrinen seossuhde, ts. ylimääräisellä ilmakertoimella, eli niin sanotusti laihalla seossuhteella. Moottorissa ei siten tarvita imupuolen kaasuläppää säätämään ilmamäärää palotapahtumaa varten. Säätlölpän puuttuminen vähentää kuristushäviöitä, ja mahdollistaa dieselmoottorin tasoisen energiatehokkuuden hyvin laajalla moottorin toiminta-alueella.

Suoraruiskutteisessa DF-moottorissa molempien sylinteriin ruiskutettavien polttoaineiden tulee olla korkeapaineisia, jotta polttoaine saadaan ruiskutettua palotilaan puristustahdin lopussa sekä palotapahtuman aikana, jolloin sylinterissä vallitseva paine voi olla varsin korkea. Korkean ruiskutuspaineen ansiosta moottorilla saavutetaan hyvä hyötysuhde sekä tavoitteen mukaiset tasot moottorista ulos tuleville, ns. raakapäästöille. Korkeasta paineesta johtuen pääpolttoaineen tulee olla paineenkorotushetkellä nestemäisenä, jotta polttoaineen puristustyö olisi mahdollisimman energiatehokasta. Siten paineistettu metaani (CNG) ei käytännössä ole polttoainevaihtoehto tämän tyyppisessä moottorissa. Ruiskutushetkellä polttoaine voi olla joko nestemäisenä tai kaasumaisena.

<sup>1</sup> Englanninkielisessä käytetään usein lyhennettä HPDI = High Pressure Direct Injection kuvaamaan suoraruiskutteista metaani-diesel dual-fuel teknologiaa

Koska suoraruiskutteiset DF-moottorit toimivat dieselmoottorin tapaan laihalla seoksella, riippuu tarvittava pakokaasujen jälkikäsittelyjärjestelmä tavoitellusta päästötasosta. Dieselmoottorin tapaan hiilivety- sekä hiilimonoksidipäästöt ovat luontaisesti vähäiset johtuen diffuusiopalamisesta. Lisäksi ne voidaan eliminoida tehokkaasti hapetuskatalyytillä (diesel oxidation catalyst, DOC). Typpioksidipäästöt vaativat käytännössä SCR (Selective Catalyst Reduction) -järjestelmän, jotta tiukimmat päästövaatimukset kuten raskaiden maantieajoneuvojen moottoreiden US2010- tai Euro VI-päästötasojen vaatimukset saavutetaan. Hiukkasmassa- sekä hiukkaslukumääräpäästöjen osalta tarvitaan hiukkassuodatin (diesel particulate filter, DPF) tiukimpien päästövaatimusten saavuttamiseksi. Siksi mm. suoraruiskutus-DF -palamiseen perustuvan Volvon G13C LNG-diesel Euro VI-moottori on varustettu hiukkassuodattimella [2].

Mainitulla Volvon Euro VI-päästötason suoraruiskutteisella DF-moottorilla on VTT:n ja TNO:n maantie- sekä alustadynamometrimittausten perusteella mahdollista saavuttaa lähes dieselmoottorin hyötysuhde ja siten jopa 19 % pienemmät CO<sub>2</sub>-päästöt kuin vastaavan kokoluokan dieselmoottorilla [3], [4].

## 2.2 Esisekoittunut dual-fuel -teknologia

Esisekoittuneessa dual-fuel -palamisessa on kyse palotapahtumasta, jossa tyypillisesti imuilmaan ennen sylinteriä ruiskutettu ja sylinterissä homogeeniseksi ilma-polttoaineseokseksi sekoittuva seos sytytetään suoraan sylinteriin ruiskutettavalla herkästi syttyvällä polttoaineella. Varsinainen palotapahtuma etenee tällöin liekkirintamapalamisena. Sytyttävän polttoaineen palotapahtuma on kuitenkin diffuusiopalamista, ja mikäli sen osuus kokonaisenergiämäärästä on suuri, voi koko palotapahtuman aikana esiintyä merkittävässä määrin samanaikaisesti sekä liekkirintama että diffuusiopalamista. Esisekoittunut DF-palaminen tapahtuu myös laihaseos-palamisena, jolloin ilmamäärä on suurempi kuin pääpolttoaineen hapettamiseen teoreettisesti vaadittava määrä. Johtuen esisekoittuneesta liekkirintamapalamisesta, tämän tyyppisen moottorin suorituskykyä rajoittavat useat eri tekijät, kuten palamisprosessin termodynaaminen hyötysuhde, saavutettavissa olevat vääntömomentti- ja pakokaasupäästötasot, sekä nakutusherkkyys ja liian laihasta seoksesta aiheutuva etenevän liekkirintaman sammuminen. Lisäksi esisekoittuneesta palamisesta johtuen runsaat hiilivetypäästöt ovat tälle moottorityypille tavanomaisia [5].

Esisekoittuneeseen palamiseen perustuvan DF-moottorin varsinainen pääpolttoaine ruiskutetaan ennen sylinteriä matalapaineisena kaasufaasissa kuten maakaasu, tai nestemäisenä kuten esimerkiksi etanoli. Sytyttävä polttoaine ruiskutetaan suoraan palotilaan, jolloin sen on oltava aina korkeapaineisena. Matalapaineinen pääpolttoaine mahdollistaa suoraruiskutteista järjestelmää merkittävästi yksinkertaisemman polttoaineen syöttöjärjestelmän.

Tarvittava jälkikäsittelyjärjestelmä riippuu tavoiteltavasta päästötasosta. Tiukimpien kuorma-autojen päästönormien, kuten eurooppalaisen Euro VI tai Pohjois-Amerikkalaisen US2010, saavuttamiseksi tarvitaan SCR-järjestelmä NO<sub>x</sub>-päästöjen hallintaan, sekä mahdollisesti myös hiukkassuodatin (DPF) hiukaspäästöjen vähentämiseen. Esisekoittuneesta liekkirintamapalamisesta johtuen hiilivetypäästöt ovat tyypillisesti korkeat, jolloin niiden vähentämiseksi tarvitaan hapetuskatalysaattori (DOC). Käytettävästä polttoaineesta riippuen voi palamattomien hiilivetyjen hapettaminen katalyytin avulla olla etanolilla helpommin toteutettavissa, kun se taas metaania käytettäessä on merkittävästi vaikeampaa, johtuen mm. etanolin matalasta ja metaanin korkeasta itsesyttymislämpötilasta.

Taulukkoon 1 on koostettu kahden yllä kuvatun DF-palamisteknologian keskeisimmät eroavaisuudet suhteessa dieselmoottoriin raskaiden kuorma-autojen moottorikokoluokassa. Laiva- ja



voimalaitusmoottoreissa esisekoittuneen ja suoraruiskutteen DF-palamisen eroavaisuudet eivät ole täysin vastaavanlaiset kuin mitä Taulukossa 1 on kuvattu kuorma-autokokoluokan osalta johtuen hidaskäyntisten ja keskinopeiden moottoreiden toisenlaisesta vaatimustasosta suorituskvyyllä sekä erilaisista käyttöprofiileista.

*Taulukko 1: Dual-fuel teknologioiden vertailua suhteessa tavanomaiseen dieselteknologiaan raskaiden kuorma-autojen moottorikokoluokassa [6][7].*

	DDF <sup>2</sup> fumigation “retrofit”*)	DDF port injection “optimised”	DDF direct injection
Max. diesel substitution	50 – 85 %	75 – 85 %	95 %
Diesel output	100 %	100 %	“Limp home”
Compression ratio	Diesel	Diesel	Diesel
Air-fuel ratio	Lean	Lean	Lean
Thermal load	Diesel-like	Diesel-like	Diesel-like
Efficiency	Somewhat lower	Diesel-like (potentially)	Diesel-like (potentially)
Max. power	Diesel-like	Diesel-like	Diesel-like
Complexity	Moderate	Moderate	High
Effort to retrofit*	Low	Moderate	n/a
Transient capability	Poor	Moderate	Good
CH <sub>4</sub> emissions	Very high	High	Moderate (?)

\*Without the support of the engine manufacturer.

Esisekoittuneen DF-teknologian merkittävin etu suhteessa suoraruiskutteen DF-teknologiaan on moottorista saatava täysi momentti molempia polttoaineita käyttämällä. Eli jos kaasusäiliöstä loppuu metaani, toimii moottori (lähes) normaalisti pelkällä dieselpolttoaineella. Sen sijaan ajoneuvojen kuten kuorma-autojen tapauksessa joudutaan suoraruiskutteen DF-teknologiaan pohjautuvien moottorien pilot-polttoaineen ruiskutussuutin mitoittamaan käytännössä hyvin pienille polttoaineen massavirroille hyvän polttoaineen pisaroitumisen ja syttymisen takia. Tämän seurauksesta pelkällä pilot-polttoaineella ei moottorista voi saada lähellekään täyttä vääntömomenttia. Suoraruiskutteen DF-palamisteknologialla varustettu ajoneuvo vastaa siis käytännössä lähes yksipolttoaineajoneuvoa. Pilot-polttoaineella voi tuottaa vain hyvin matalan momentin, juuri sen suuruisen, että esim. kuorma-autolla pystyy tarvittaessa ajamaan lähimmälle polttoaineen jakelu- tai huoltopaikalle nk. Limp home -toiminnolla.

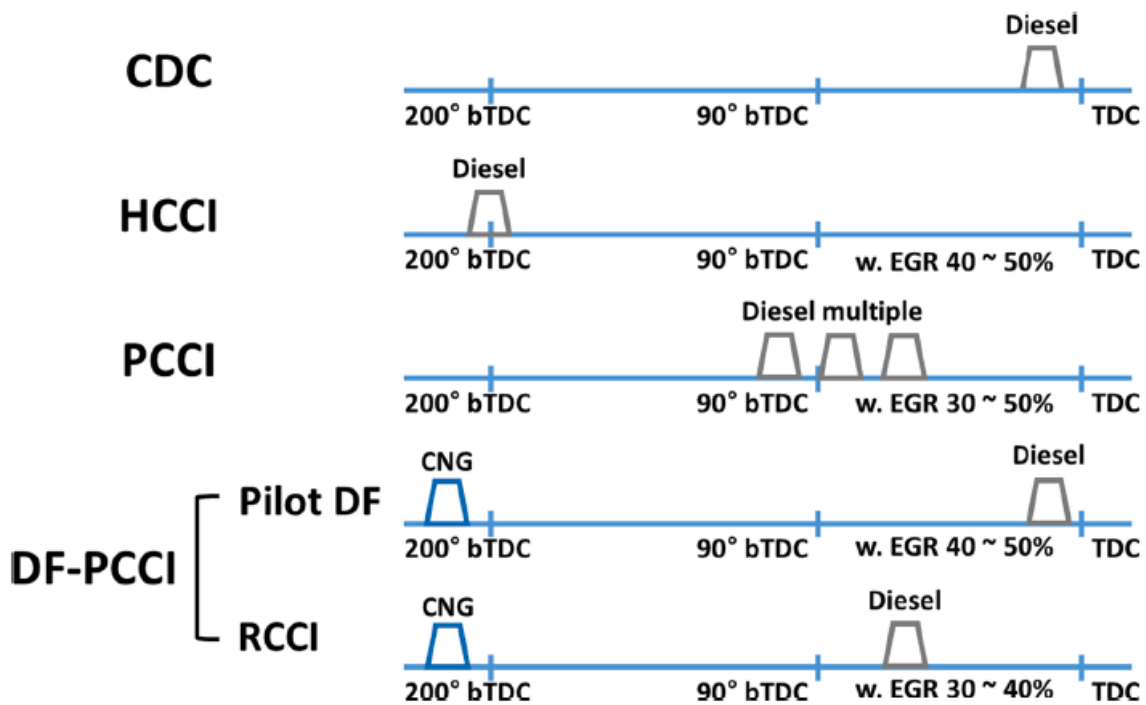
## 2.3 RCCI-palaminen

RCCI eli *Reactivity Controlled Compression Ignition* palaminen on muunnos esisekoittuneesta DF-palamisesta. RCCI-palamista on tutkittu laajasti erityisesti 2010-luvulla. Alla Kuva 2 havainnollistaa eri puristussytytteisten palamismuotojen eroja polttoaineen ruiskutusajankohdan mukaan jaoteltuna. Kuvassa CDC (Conventional Diesel Combustion) tarkoittaa tavallista die-

<sup>2</sup> Diesel dual-fuel

selpalamista, HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) esisekoittunutta puristus-sytytteistä palamista, PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) ja Pilot DF tarkoittaa esi-sekoittunutta DF-palamista.

Seuraavassa tiivistetysti RCCI-palamisen pääpiirteet. RCCI-palamiseen tarvitaan kahta eri polttoainetta, matalareaktiivista, mutta hyvin höyrystyvää (kuten bensiini, bensiini-etanoliseos tai bensiini-metanoliseos) ja korkeareaktiivista polttoainetta (yleensä dieseltyyppien polttoaine). Ruiskuttamalla matalan reaktiivisuuden polttoaine imusarjaan imutahdin aikana, tai suoraan sylinteriin reilusti ennen männän yläkuoloa, saadaan se höyrystymään ja sekoittumaan ilman kanssa tasaisesti kuitenkin sitä sytyttämättä. Korkean reaktiivisuuden polttoaine ruiskutetaan selvästi ennen yläkuoloa, jolloin se ennättää sekoittua sylinterissä olevan ilma-polttoaineseoksen kanssa, ja tämän jälkeen syttyy itsestään paloilmän kokoon puristuksesta aiheutuvan korkean lämpötilan seurauksesta. Syttynyt korkean reaktiivisuuden polttoaine sytyttää hyvin sekoittuneen matalan reaktiivisuuden polttoaineen useasta eri paikasta saman aikaisesti. Tästä seuraa nopea ja puhdas liekkirintamapalaminen johtuen esisekoittuneesta seoksesta. Palaminen on osittain diffuusio-, osittain liekkirintamapalamista. RCCI-palamisen tavoitteena on välttää korkea sylinterin maksimilämpötila sekä rikkaat polttoaine-ilma-seokset ja näin välttää noki- sekä NOx-päästöjen muodostumista [8].



Kuva 2: Eri puristussytytteisten palamismoodien jaottelu polttoaineiden ruiskutusajankohdan mukaisesti [8].

Shim et al. (Kuva 2) esittivät julkaisussaan [8] tuloksia kokeellisista tutkimuksista yksisylinterisellä tutkimusmoottorilla eri DF-palamismoodien vertailemiseksi. Heidän keskeisin löydöksensä oli, että RCCI-palamista on merkittävästi helpompi hallita, ja sen avulla saavutetaan merkittävästi matalammat HC- ja CO-päästöt sekä merkittävästi korkeampi hyötysuhde, kuin muilla kehittyneillä palamismodeilla kuten HCCI ja PCCI. Kuitenkin RCCI:llä HC- ja CO-päästöt ovat merkittävästi dieseliä korkeammat (luokkaa 7- ja 16-kertaiset), ja hyötysuhde dieselin tasoa tai enintään vähän korkeampi.



García et al. [9] tutkivat yksisylinterisellä tutkimusmoottorilla RCCI-palamista käyttämällä E20<sup>3</sup> bensiiniä ja dieseliä eri polttoaineenruiskutusstrategioilla riippuen moottorin kuormitusalueesta. Moottorikokeilla tuotettujen suoritusarvojen avulla he mallinsivat päästö- sekä polttoaineenkulutuksen suoritusarvoja esimerkki kuorma-autolle raskaiden kuorma-autojen tutkimuksessa yleisesti käytetyllä WHVC-syklillä<sup>4</sup>. Heidän keskeisimmät johtopäätöksensä olivat, että käyttämällä eri asteisesti esisekoitettua RCCI-palamista moottorin ala- ja keskikuormitusalueilla ja perinteistä esisekoitettua DF-palamista korkeilla kuormituksilla voidaan Euro VI-päästötaso NOx-päästöjen osalta saavuttaa jopa ilman SCR-jälkikäsittelyjärjestelmää. Lisäksi heidän tutkimuksen perusteella saavutetaan noin 7 % etu polttoaineenkulutuksessa suhteessa palamismuotoon, jossa käytetään sekä perinteistä dieselpalamista korkeilla ja matalimmilla kuormituksilla ja RCCI-palamista keskikuormilla. Myös heidän tutkimuksissaan CO- ja HC-päästöt olivat merkittävän korkeat. Simuloidulla WHVC-syklillä CO-päästöt olivat noin 34 g/kWh ja HC-päästöt noin 8 g/kWh kun niiden raja-arvot Euro VI-moottoreiden tyyppihyväksyntäsyklillä WHTC<sup>5</sup> ovat 4 g/kWh ja 0.16 g/kWh.

Reitz et al. [10] julkaisivat vuonna 2015 kattavan kirjallisuusyhteenvedon RCCI-palamisesta eri käyttökohteissa kattaen henkilö- ja kuorma-autot sekä erilaiset palotilat ja ruiskutusstrategiat eri polttoaineille. Selvityksessä he toivat esille tutkimuksia, joissa on saavutettu lähes 56 % indikoitu hyötysuhde, sekä tutkimuksia, joissa tiukimmat päästölainsäädäntöjen NOx-päästötasot ovat saavutettu ilman pakokaasujen jälkikäsittelyjärjestelmiä.

Yleisenä haasteena RCCI-palamisessa ovat todella suuret HC- ja CO-päästöt johtuen polttoaineen kulkeutumisesta sylinterin seinämille. RCCI-palamisen yhteydessä todennäköisesti tarvitaan erillisiä palamismuotoja moottorin eri kuormitus- ja pyörimisnopeusalueilla, koska sillä ei yksistään pystytä kattamaan koko moottorin toiminta-aluetta.

### 3. Dual-fuel moottoreiden käyttökohteet

Tämän kappaleen tavoitteena oli tuoda esille Euroopassa myytävien ajoneuvoihin sekä laivoihin liittyvä viimeisin pakokaasupäästölainsäädäntö, sekä tuoda esille lainsäädännön tulevaisuuden näkökulmia.

Nykyisellään Euroopassa liikenteen pakokaasupäästöjä säännellään kahden eri elementin kautta: Polttoaineiden valmistus ja jakelu sekä ajoneuvojen ja moottorien valmistajat. Kumpikin näistä toimii toisistaan irrallisena, joka on erityisen merkittävää kasvihuonekaasupäästöjen osalta. Polttoaineenvalmistuksessa ja jakelussa tarkastelupohja on tuotannosta jakelupisteseen (Well-to-Tank) ja ajoneuvo- sekä moottoritasolla polttoainetankista pakoputken päähän (Tank-to-Wheel). Tämä tarkoittaa sitä, että tällä hetkellä lainsäädännössä polttoaineiden käytöstä johtuvien kasvihuonekaasujen päästöketjua tuotannosta pakoputken päähän (Well-to-Wheel) ei huomioida kokonaisuutena kummassakaan elementissä. Erityisesti ajoneuvojen sekä moottorien tyyppihyväksynnästä puuttuva energiankantajan koko elinkaaren (Life cycle analysis) tai WtW tarkastelu asettaa eri energiankantajat (ml. uusiutuvat polttoaineet) epätasa-

---

<sup>3</sup> 95 oktaanisen bensiinin ja etanolin seos, joka sisältää 20 tilavuusprosenttia etanolia.

<sup>4</sup> World Harmonized Vehicle Cycle

<sup>5</sup> World harmonized transient cycle

arvoiseen asemaan. Tämän lyhyen selvityksen puitteissa tätä asiaa ei käsitellä tämän tarkemmin, mutta kirjoittajat katsoivat asian olevan kokonaisuuden kannalta oleellinen elementti ja sen takia tuoda esille lyhyesti.

Seuraavassa kappaleessa käydään läpi ajoneuvo- sekä moottorivalmistajia koskevaa lainsäädäntöä.

### 3.1 Lainsäädäntö

Raskaiden maantieajoneuvojen moottoreiden nykyisen vuonna 2013 voimaantulle Euro VI-lainsäädännön pohjana on Euroopan komission asetus 595/2009 vuodelta 2009 [11]. Asetukseen on sen jälkeen tehty lisäyksiä useampaan otteeseen. Alla Taulukko 2 esittää Euro VI-moottoreiden tyyppihyväksynnän raja-arvot eri päästökomponenteille staattisen kuormituksen testissä (WHSC<sup>6</sup>) ja muuttuva kuormitteisessa eli transienttitestissä (WHTC). Euro VI-moottoreiden tyyppihyväksyntälainsäädäntö mahdollistaa dieselmoottorin, kipinäsytytteisen (SI) moottorin sekä dual-fuel toimintaperiaatteella toimivien moottoreiden tyyppihyväksynnän. Dieselperiaatteella toimivilla sekä DF-moottoreilla vaatimuksena ovat molemmat tyyppihyväksyntäsyklit, kun taas kipinäsytytteisille moottoreille vaatimuksena on vain WHTC-testisykli.

HD-ajoneuvojen osalta merkittävin lainsäädännön muutos liittyy CO<sub>2</sub>-päästöjen sääntelyyn, jota varten Euroopassa on kesällä 2019 tullut voimaan säädös 2019/1242 [12]. Säädöksen mukaisesti valittujen HD-ajoneuvoryhmien keskimääräisiä CO<sub>2</sub>-päästöjä tulee vähentää 15 % vuoteen 2025 ja 30 % vuoteen 2030 mennessä aikavälillä 1.7.2019-30.6.2020 määritettyyn referenssitasoon nähden. Sääntely pohjautuu kuorma-auton akselirakenteeseen sekä kokonaismassaan. Kuorma-autojen CO<sub>2</sub>-päästöjen määrittäminen tulee tulevaisuudessa perustumaan moottorin tyyppihyväksyntä CO<sub>2</sub>-päästöarvoihin sekä EU:n kehittämään VECTO (Vehicle Energy Consumption Calculation Tool)<sup>7</sup> -simulointimallilla laskettuun koko ajoneuvoyhdistelmää koskevaan CO<sub>2</sub>-päästöön. VECTO-malli huomioi erilaisia ajoneuvon polttoaineenkulutukseen vaikuttavia tekijöitä kuten renkaiden vierintävastus, ilmanvastukseen vaikuttavia tekijöitä sekä akselirakenne ja määrä yms.

*Taulukko 2: Raskaiden maantieajoneuvojen moottorien Euro-päästölainsäädännön mukaiset raja-arvot Euro-luokittain transienttitestisyklillä [13].*

Stage	Date	Test	CO	HC	NOx	PM	PN	Smoke
			g/kWh				1/kWh	1/m
Euro I	1992, ≤ 85 kW	ECE R-49	4.5	1.1	8.0	0.612		
	1992, > 85 kW		4.5	1.1	8.0	0.36		
Euro II	1996.10	ESC & ELR	4.0	1.1	7.0	0.25		
	1998.10		4.0	1.1	7.0	0.15		
Euro III	1999.10 EEV only	ESC & ELR	1.5	0.25	2.0	0.02		0.15
	2000.10		2.1	0.66	5.0	0.10*		0.8
Euro IV	2005.10	WHSC	1.5	0.46	3.5	0.02		0.5
Euro V	2008.10		1.5	0.46	2.0	0.02		0.5
Euro VI	2013.01	WHSC	1.5	0.13	0.40	0.01	8.0×10 <sup>11</sup>	

\* PM = 0.13 g/kWh for engines < 0.75 dm<sup>3</sup> swept volume per cylinder and a rated power speed > 3000 min<sup>-1</sup>

<sup>6</sup> World harmonized stationary cycle

<sup>7</sup> VECTO [https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/vecto\\_en](https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/vecto_en)

Stage	Date	Test	CO	NMHC	CH <sub>4</sub> <sup>a</sup>	NO <sub>x</sub>	PM <sup>b</sup>	PN
			g/kWh					1/kWh
Euro III	1999.10 EEV only	ETC	3.0	0.40	0.65	2.0	0.02	
	2000.10		5.45	0.78	1.6	5.0	0.16 <sup>c</sup>	
Euro IV	2005.10		4.0	0.55	1.1	3.5	0.03	
Euro V	2008.10	WHTE	4.0	0.55	1.1	2.0	0.03	
Euro VI	2013.01		4.0	0.16 <sup>d</sup>	0.5	0.46	0.01	6.0×10 <sup>11</sup> <sup>e</sup>

<sup>a</sup> for gas engines only (Euro III-V: NG only; Euro VI: NG + LPG)  
<sup>b</sup> not applicable for gas fueled engines at the Euro III-IV stages  
<sup>c</sup> PM = 0.21 g/kWh for engines < 0.75 dm<sup>3</sup> swept volume per cylinder and a rated power speed > 3000 min<sup>-1</sup>  
<sup>d</sup> THC for diesel (CI) engines  
<sup>e</sup> PN limit for PI engines applies for Euro VI-B and later [4374]

Työkoneiden moottoreiden päästöjä säännellään Euroopassa tällä hetkellä Euroopan komission asetukseen 2016/1628 perustuvan vaiheen V-lainsäädännön mukaisesti [14]. Tämä vaiheen V lainsäädäntö tuli voimaan vuonna 2019 ja 2020, moottoriteholuokasta riippuen. Taulukko 3 esittää lainsäädännön mukaiset päästöjen raja-arvot ajettavien työkoneiden moottoreille, jotka ovat samat sekä vakio- (NRSC<sup>8</sup>), että muuttuvakierroksisella (NRTC<sup>9</sup>) testisykleillä. Vaihe V mahdollisti ensimmäistä kertaa eurooppalaisessa työkonemoottorien tyyppi hyväksynnässä moottorin tyyppi hyväksynnän kaasumaiselle polttoaineelle. Ajettavien yli 56 kW työkoneiden moottoreiden lainsäädännössä ei erotella eri moottoreita toimintatavan mukaisesti, vaan moottorissa käytettävät polttoaineet jaetaan nestemäisiin ja kaasumaisiin. Molemmille polttoaineille pätevät samat päästöraja-arvot, pois lukien hiilivetypäästöt, joiden osalta kaasumaisilla polttoaineilla toimiville moottoreille on korkeammat raja-arvot. Tarkka raja-arvo hiilivetypäästölle riippuu kaasun osuudesta käytetyssä kokonaisenergiämäärässä. Tämä menettely mahdollistaa niin DF- kuin SI-moottorien tyyppi hyväksynnän.

*Taulukko 3: Liikkuvien työkoneiden moottorien Eurooppalaisen päästölainsäädännön Vaihe V mukaiset päästöraja-arvot [15].*

Category	Ign.	Net Power kW	Date	CO	HC	NO <sub>x</sub>	PM	PN
			g/kWh					1/kWh
NRE-v/c-1	CI	P < 8	2019	8.00	7.50 <sup>a,c</sup>		0.40 <sup>b</sup>	-
NRE-v/c-2	CI	8 ≤ P < 19	2019	6.60	7.50 <sup>a,c</sup>		0.40	-
NRE-v/c-3	CI	19 ≤ P < 37	2019	5.00	4.70 <sup>a,c</sup>		0.015	1×10 <sup>12</sup>
NRE-v/c-4	CI	37 ≤ P < 56	2019	5.00	4.70 <sup>a,c</sup>		0.015	1×10 <sup>12</sup>
NRE-v/c-5	All	56 ≤ P < 130	2020	5.00	0.19 <sup>c</sup>	0.40	0.015	1×10 <sup>12</sup>
NRE-v/c-6	All	130 ≤ P ≤ 560	2019	3.50	0.19 <sup>c</sup>	0.40	0.015	1×10 <sup>12</sup>
NRE-v/c-7	All	P > 560	2019	3.50	0.19 <sup>d</sup>	3.50	0.045	-

<sup>a</sup> HC+NO<sub>x</sub>  
<sup>b</sup> 0.60 for hand-startable, air-cooled direct injection engines  
<sup>c</sup> A = 1.10 for gas engines  
<sup>d</sup> A = 6.00 for gas engines

Taulukko 4 esittää sisävesilaivojen sekä junien moottoreiden päästöraja-arvot. Myös näissä käyttökohteissa kaasumaisten polttoaineiden käyttö on mahdollista. Hiilivetypäästöille on kaasuilla toimiville moottoreille nestemäisiä polttoaineita korkeampi raja-arvo eli 6 g/kWh.

Työkoneiden osalta ei Euroopassa ole vielä voimassa CO<sub>2</sub>-päästöjä rajoittavaa lainsäädäntöä.

*Taulukko 4: Sisävesilaivojen (ylempi taulukko) sekä junien (alempi taulukko) moottoreiden Eurooppalaisen päästölainsäädännön Vaihe V mukaiset päästöraja-arvot [15].*

<sup>8</sup> Non-road steady-state test cycle

<sup>9</sup> Non-road transient test cycle

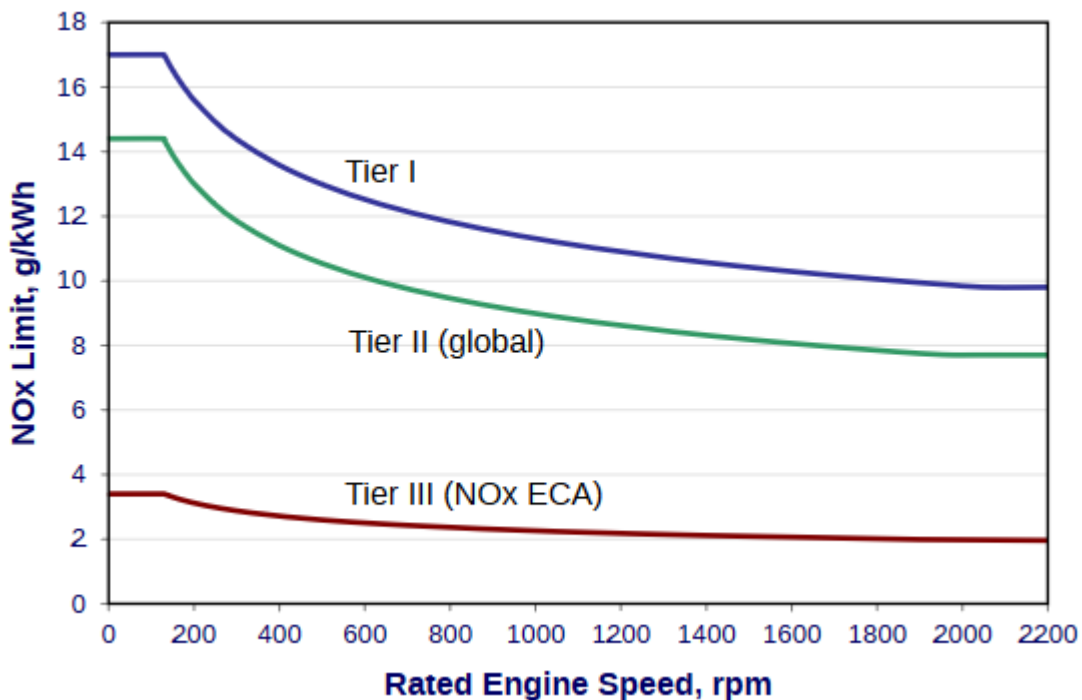
Category	Net Power	Date	CO	HC <sup>a</sup>	NOx	PM	PN
	kW		g/kWh				1/kWh
IWP/IWA-v/c-1	19 ≤ P < 75	2019	5.00	4.70 <sup>b</sup>		0.30	-
IWP/IWA-v/c-2	75 ≤ P < 130	2019	5.00	5.40 <sup>b</sup>		0.14	-
IWP/IWA-v/c-3	130 ≤ P < 300	2019	3.50	1.00	2.10	0.10	-
IWP/IWA-v/c-4	P ≥ 300	2020	3.50	0.19	1.80	0.015	1×10 <sup>12</sup>

<sup>a</sup> A = 6.00 for [gas engines](#)
<sup>b</sup> HC + NOx

Category	Net Power	Date	CO	HC <sup>a</sup>	NOx	PM	PN
	kW		g/kWh				1/kWh
RLL-v/c-1 (Locomotives)	P > 0	2021	3.50	4.00 <sup>b</sup>		0.025	-
RLR-v/c-1 (Railcars)	P > 0	2021	3.50	0.19	2.00	0.015	1×10 <sup>12</sup>

<sup>a</sup> A = 6.00 for [gas engines](#)
<sup>b</sup> HC + NOx

Euroopassa ei ole erillistä meriliikenteen laivamoottoreita koskevaa päästölainsäädäntöä, vaan laivamoottorien päästömääräykset pohjautuvat kansainväliseen IMO (International Maritime Organisation) säädöksiin. Eri alueiden vesistöillä voi lisäksi olla omia tiukempia säännöksiä. Säädöksissä säännellään NOx- ja SOx-päästöjä, ja ne ovat voimassa niiden maiden vesialueilla, jotka ovat ratifioineet MARPOL 73/78 Annex VI säädöksen [16]. Kuva 3 esittää nykyisen IMO Tier III säädöksen NOx-päästöjen raja-arvoa, joka on riippuu moottorin käyntinopeudesta.



Kuva 3: Laivamoottorien IMO päästölainsäädäntö NOx-päästöille. Tier III on viimeisin lainsäädännön vaihe [12]

Henkilöautojen osalta nykyinen eurooppalainen lainsäädäntö, joka pohjautuu Euroopan komission asetukseen 2007/715, ja jälkeensä siihen tehtyihin lukuisiin säädösmuutoksiin, mahdollistaa perinteiset diesel- ja bensiiniautot, sekä tämän lisäksi flexifuel<sup>10</sup> ja kaksoispolttoaineautot, joissa toinen polttoaine on bensiini ja toinen metaani, propaani tai vety [17]. Tämän hetken lainsäädännön puitteissa ei ole kuitenkaan mahdollista saada tyyppihyväksyntää autolle, jossa on moottori, joka käyttää kahta eri polttoainetta ja moottori toimii puristussytytteisenä. Toisin sanoen esisekoittuneella tai suoraruiskutteisella dual-fuel moottorilla varustetuille henkilöautolle ei ole Euroopassa mahdollista saada tyyppihyväksyntää nykyisen lainsäädännön puitteissa.

### 3.2 Raskaat maantieajoneuvot ja työkonet

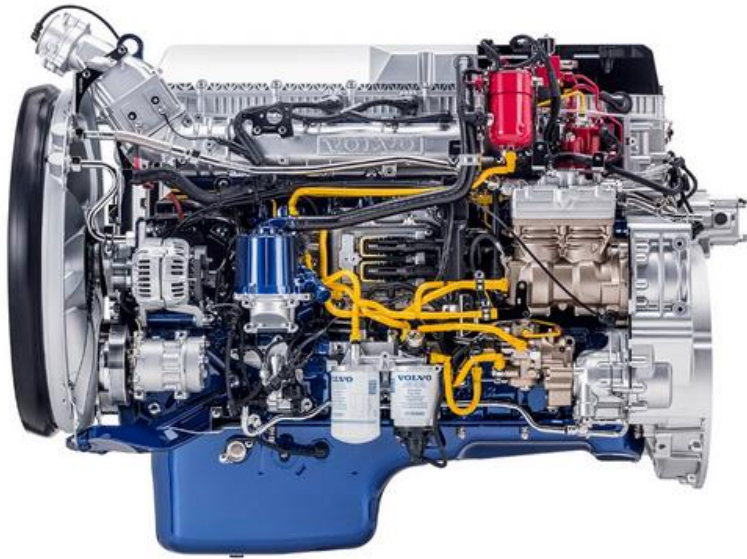
Raskaiden maantieajoneuvojen käyttövoimana dieselin lisäksi on ollut pääosin kipinäsytytteisiä maakaasumoottoreita. Dual-fuelmoottoreita ei ole ollut Euroopassa OEM valmistajien toimesta tarjolla ennen Euro V -lainsäädäntövaihetta, jolloin Volvolla oli tarjolla 7-litrainen ja 13-litrainen diesel-metaani dual-fuel -moottorit perustuen esisekoittuneeseen dual-fuel -teknologiaan [18]. USA:ssa on ollut 1990-luvun lopussa ja 2000-luvun alkupuolella muutamilla ajoneuvo- ja moottorivalmistajilla, kuten Cummins ja Caterpillar, tarjolla esisekoittuneeseen diesel-metaani dual-fuel -palamiseen perustuvia muunnossarjoja. Euroopassa on ollut myös muutama toimija kuten The Hardstaff sekä Clean Air Power, jotka tarjosivat Euro IV-V päästölainsäädäntöjen voimassaoloaikana jälkiasennettavia diesel-metaani DF-sarjoja HD-moottoreihin [5].

Esisekoittuneiden dual-fuel -moottoreiden etuna kipinäsytytteisiin metaanimoottoreihin on ollut lähes dieselmoottorin tasoinen hyötysuhde ja joustava polttoainevalinta dieselin ja metaanin välillä. Haasteena ovat olleet korkeat hiilivetypäästöt, etenkin metaani, ja monimutkainen ohjausjärjestelmä sekä matalahko dieselin korvausaste [18][19]. Taulukko 1 vertailee eri DF-teknologioita keskenään. Esisekoittuneeseen DF-palamiseen perustuvalla kuorma-autokokoluokan moottorilla dieselin korvausaste jää metaania käytettäessä pääpolttoaineena tyypillisesti 50 - 85 % välille riippuen moottorin keskimääräisestä kuormituksesta ja järjestelmän optimoinnin tasosta.

Euro VI-päästövaiheeseen siirryttäessä moottorivalmistajat keskittyivät dieselin lisäksi kipinäsytytteiseen metaanimoottoriin varustettuna kolmitiekatalysaattorilla. Volvo on tuonut ai-noana valmistajana markkinoille suoraruiskutteisella dual-fuel moottorilla varustetun Euro VI 13-litraisen G13-moottorin, Kuva 4. Syynä esisekoittuneeseen DF-palamiseen perustuvien moottorien kehittämisen lopettamiseen kuorma-autosovelluksissa on ollut järjestelmän monimutkaisuus, lisähinta sekä maantie rekkaveturikäytössä matala dieselin korvausaste [7]. Näistä syistä johtuen loppukäyttäjän kokonaiskustannusten kannalta teknologia ei ole taloudellisesti kilpailukykyinen diesel-, SI- tai suoraruiskutteiseen DF-autoon nähden Euro VI-päästövaatimustasolla maantiesovelluskohteissa, joissa käyttäjät ovat usein riippuvaisia polttoainejakeluasemilta hankittavasta polttoaineesta.

---

<sup>10</sup> Flexifuel autoilla tarkoitetaan Eurooppalaisen henkilöautolainsäädännön mukaan joko bensiini-E85 tai bensiini-vetymaakaasuseoksella toimivia autoja.



*Kuva 4: Volvon G13C HPDI DF-moottori [2].*

Eurooppalaisen työkoneneiden moottoreiden tyyppihyväksynnän piirissä ei ole ollut mahdollista saada hyväksyntää DF-moottoreille ennen Vaihe V-päästölainsäädäntöä, joten sarjatuotantoratkaisuja ei markkinoilla ole ollut.

Sen sijaan Euroopan ulkopuolella erityisesti Pohjois-Amerikassa ja Australiassa kaivos- ja öljyteollisuuden työkoneneisiin on ollut tarjolla jälkiasennettavia esisekoittuneeseen DF-palamiseen perustuvia muunnossarjoja. Näissä käyttökohteissa päästölainsäädäntö on merkittävästi lievempää kuin esimerkiksi työkoneneissa yleisesti Euroopassa tai Pohjois-Amerikassa. Mm. Mine Energy Solutions ja Cummins tarjoavat jälkiasennettavia DF-asennusrajoja ko. käyttökohteisiin [15] [16]. Pääasiallinen motiivi näissä käyttökohteissa on helposti saatavilla oleva maakaasu ja sen edullinen hinta suhteessa dieseliin.

Tällä hetkellä käytössä olevia esisekoittuneeseen diesel-metaani DF-palamiseen pohjautuvia OEM-ratkaisuita työkoneneisiin ei tämän katsauksen puitteissa tehdyn etsinnän tuloksena löytynyt.

Suoraruiskutukseen perustuvien metaani-diesel DF-moottoreiden soveltuvuus työkonenekäyttöön on hyvin rajattu, johtuen nesteytetyn metaanin (LNG<sup>11</sup>) paineistettua metaania (CNG<sup>12</sup>) merkittävästi haastavammasta varastointiteknologiasta. Lisäksi suoraruiskutteisten metaani-diesel DF-moottorien osalta LNG-tankissa höyrystynyttä metaania ei voi käyttää moottorissa, vaan se täytyy johtaa ulkoilmaan. Käyttökohteissa, jotka seisovat yhtäjaksoisesti useita päiviä, kuten tilanne usein on työkoneneiden tapauksessa, muodostuu tästä metaanivuodosta merkittäviä kasvihuonekaasupäästöjä.

---

<sup>11</sup> Liquefied Natural Gas

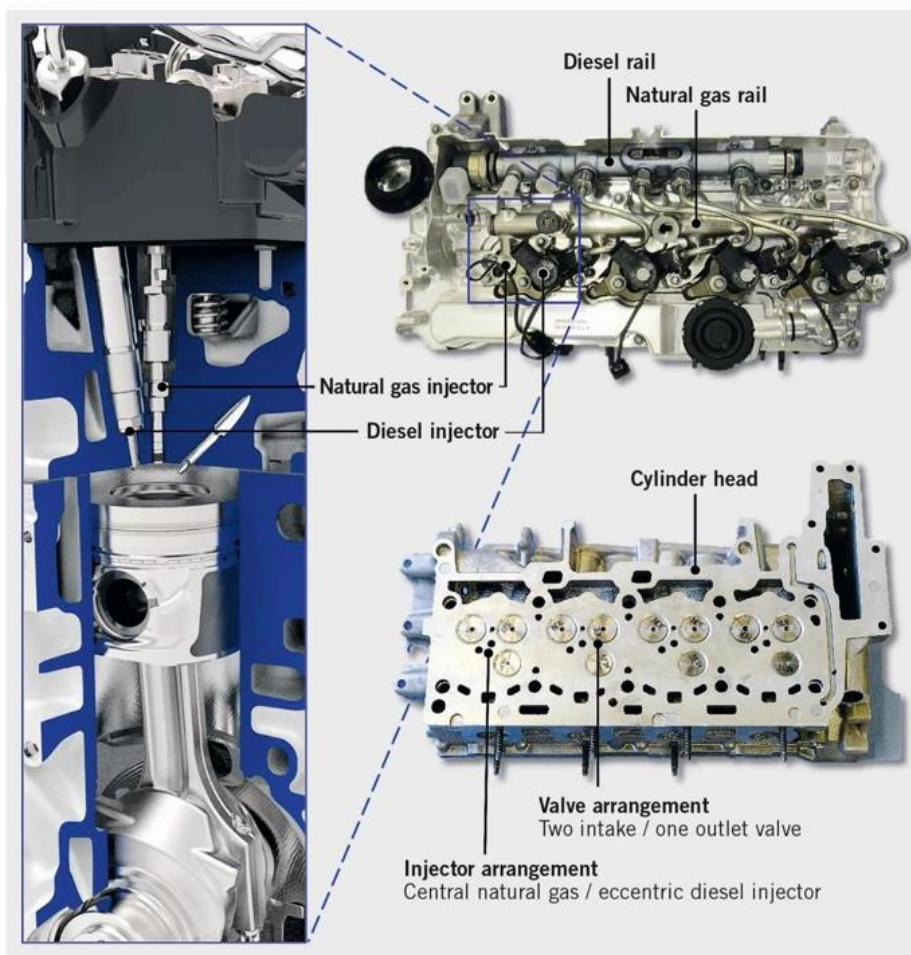
<sup>12</sup> Compressed Natural Gas



### 3.3 Henkilöautot

Henkilöautoihin ei tämän hetkisen eurooppalaisen lainsäädännön puitteissa ole mahdollista saada tyyppihyväksyntää puristussytytteisille DF-moottoreille. Dual-fuel teknologiaa on kuitenkin tutkittu myös Euroopassa. mm. Grazin teknillinen yliopisto on kehittänyt suoraruiskutteen DF-palamismenetelmän, jossa sekä maakaasu, että pilot-polttoaine (diesel) ruiskutetaan suoraan sylinteriin omilla ruiskutussuuttimilla [22]. Euroopan ulkopuolella dieselhenkilöautojen osuus on melko vaatimaton, ja siitä johtuen kiinnostus diesel-metaani/etanoli DF-teknologiaa kohtaan on vähäistä. Pohjois-Amerikassa on ollut ja on yhä markkinoilla bi-fuel SI-moottoritekнологiaan perustuvia henkilöautoja sekä pick-up-autoja. Polttoaineina ovat sekä etanoli-bensiini että metaani-bensiini.

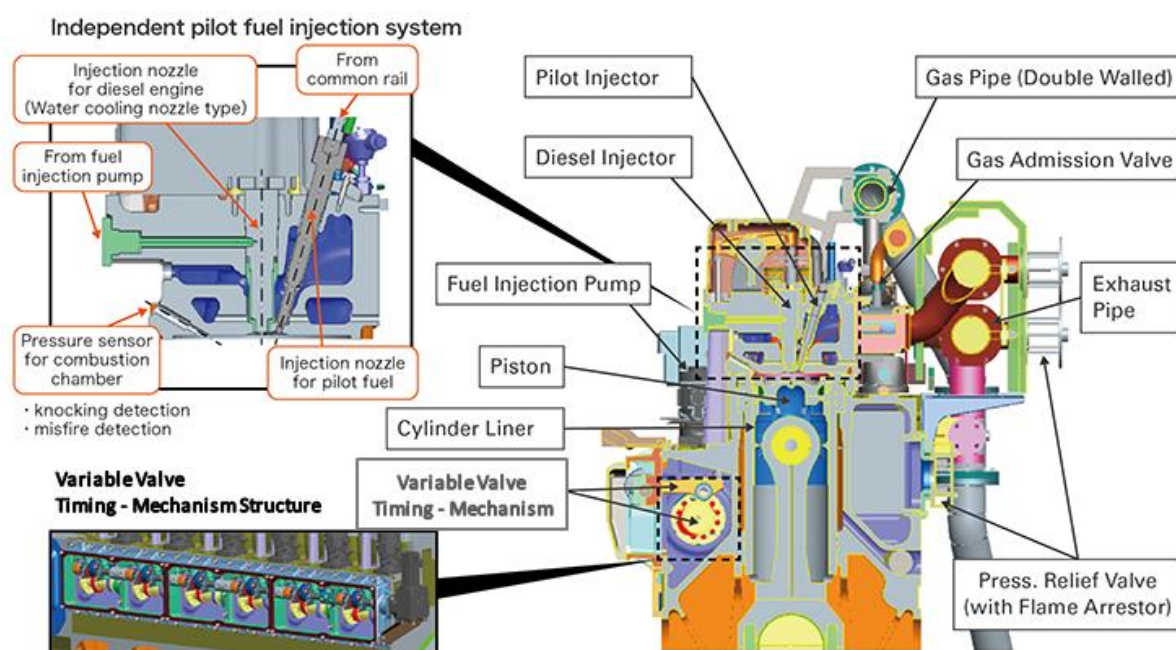
Henkilöautojen osalta ainakin Euroopassa lainsäädäntö ohjaa voimakkaasti kohti hybridi- ja täyssähköisiä autoja. Tästä johtuen ainakin lähitulevaisuudessa suurimmat kehityspanokset tullaan henkilöautoteollisuudessa kohdistamaan mitä todennäköisimmin juuri hybridi- ja täyssähköautojen kehittämiseen. Moottorien kehitys painottuu todennäköisesti perinteisten bensiini- ja dieselmootoreiden yhteensovittamiseen hybridiajoneuvoihin.



Kuva 5: Grazin teknillisen yliopiston henkilöautomoottorikokoluokkaan kehittämä suoraruiskutteen DF-palamisteknologia [22].

### 3.4 Laivat

Dual-fuel moottoreita on käytetty laivoissa 1990-luvulta lähtien. Wärtsilän ensimmäiset suora-ruiskutteeseen DF-palamiseen perustuvat moottorit kehitettiin 1980-luvun loppupuolella, ja esisekoittuneeseen DF-palamiseen 1990-luvun alkupuolella [23]. Wärtsilällä on tarjolla tällä hetkellä esisekoittuneeseen DF-palamiseen perustuvia keskinopeita moottoreita laaja valikoima kattaen moottorit väliltä Wärtsilä 20DF - Wärtsilä 50DF [24]. Myös mm. MAN, Daihatsu sekä Yanmar tarjoavat esisekoittuneeseen palamiseen pohjautuvia DF-moottoreita [25]–[27]. Edellä mainitut valmistajat mainostavat esisekoittuneeseen DF-palamiseen perustuvien laivamoottorien vähentävän NO<sub>x</sub>-päästöjä jopa 80 %, ja niiden täyttävän IMO Tier III NO<sub>x</sub>-päästörajan ilman NO<sub>x</sub>-päästöjen SCR<sup>13</sup>-jälkikäsittelyjärjestelmää. Kuva 6 on havainnekuva Daihatsu Diesel esisekoittuneeseen palamiseen perustuvasta DF-moottorista.



Kuva 6: Daihatsu Diesel esisekoittuneen DF-moottorin havainnekuva [27].

Laivamoottoreiden osalta näyttää perinteisten esisekoittuneiden DF-moottoreiden kehitys ja käyttö jatkuvan vielä tulevaisuudessakin. Moottorivalmistajien, kuten Wärtsilä, ilmoittamien suoritusarvojen perusteella niiden hyötysuhde on lähes samalla tasolla kuin dieselillä [23]. Samalla kuitenkin niiden NO<sub>x</sub>-, PM- sekä SO<sub>x</sub>-päästöt ovat merkittävästi pienemmät kuin tyypillisillä meripolttoöljy- sekä dieselpolttoaineilla. CH<sub>4</sub>-päästöjä ei laivamoottoreiden osalta säännellä. Suoranaisia teknisiä esteitä ei siten esisekoittuneeseen palamiseen pohjautuvien DF-moottorien käytölle laivamoottoreina ole. Asiakkaiden kiinnostus DF-moottoreita kohtaan määrittää pitkälti käytettävien polttoaineiden (diesel, metaani) hintakehitys toisiinsa nähden sekä vesialueiden päästölainsäädäntö, joissa kukin alus operoi.

<sup>13</sup> Selective Catalytic Reduction



## 4. Dual-fuel moottoreiden polttoainevaihtoehdot

---

Tässä kappaleessa oli tarkoituksena käydä pääpiirteittäisesti läpi tämän hetken polttoainevalikoima, joita DF-moottoreissa käytetään. Lähtökohtaisesti DF-moottoreissa voidaan käyttää samoja polttoaineita tai niiden sekoituksia kuin tavallisissa diesel- ja SI-moottoreissa.

Kansainvälisen energijärjestön IEA:n kehittyneiden moottoripolttoaineiden tutkimussopimuksen (AMF TCP<sup>14</sup>) puitteissa on tehty aika-ajoin selvityksiä eri polttoaineista niin maantieajoneuvoissa, työkoneissa kuin laivaliikenteessä. Alla on listattu viimeisimmät selvitykset:

- IEA AMF Annex 54: GDI Engines and Alcohol Fuels, 2016-2019 [28]
  - o Projektin aikana tutkittiin eri alkoholipolttoaineiden ja niillä toimivien moottorien suorituskkyä henkilöautoissa
- IEA AMF Annex 52: Fuels for Efficiency, 2015-2017 [29]
  - o Projektissa tutkittiin kehittyneiden polttoaineiden tarjoamaa mahdollisuutta optimoida polttomoottorit paremmalle energiatehokkuudelle
- IEA AMF Annex 50: Fuel and Technology Alternatives in Non-Road Engines, 2014-2017 [30]
  - o Projektissa tutkittiin polttoaine- ja teknologiavaihtoehtoja työkoneisiin
- IEA AMF Annex 48: Value Proposition Study on Natural Gas Pathways for Road Vehicles, 2013-2015 [31]
  - o Projektissa selvitettiin eri vaihtoehtoja hyödyntää metaania maantieajoneuvoissa
- IEA AMF Annex 41: Alternative Fuels for Marine Applications, 2011-2013 [32]
  - o Projektissa selvitettiin meriliikenteen eri polttoainevaihtoehtoja

### 4.1 Kaasumaiset polttoaineet

Metaani on yleisin kaasumainen polttoaine, jota käytetään niin esisekoittuneeseen kuin suora-ruiskutteeseen palamiseen pohjautuvissa DF-moottoreissa. DF-moottoreiden yhteydessä metaani on pääsääntöisesti varastoitu nestemäiseen muotoon eli LNG:ksi. Paineistettua maakaasua CNG:tä käytetään myös jälkiasennettujen DF-muunnossarjojen yhteydessä, mutta muuten ajoneuvojen ja laivojen DF-moottoreissa käytetään yleisesti LNG:tä.

LPG<sup>15</sup>:tä käytetään henkilöautojen polttoaineena useassa maassa, joissa on paljon öljynjalostusta, kuten Hollanti, useissa Lähi-idän maissa sekä Aasiassa. Sitä ei kuitenkaan käytetä yleisesti DF-moottoreiden polttoaineena.

Katsauksen laatimisen aikana ei tullut esille muita käyttömääriltään merkittäviä maa- tai meriliikenteen käyttämiä kaasumaisia polttoaineita.

---

<sup>14</sup> Technology Collaboration Programme on Advanced Motor Fuel

<sup>15</sup> Liquefied Petroleum Gas, propaanin ja butaanin seos

## 4.2 Nestemäiset polttoaineet

Dieselpolttoaineet (kuten EN590, EN15940), raskas polttoöljy ja muut erilaiset meridieselit ovat yleisimmät käytettävät nestemäiset polttoaineet DF-moottoreissa.

RCCI-moottoreiden yhteydessä on tutkittu laajasti erilaisten etanoli-bensiini -seosten käyttöä matalan reaktiivisuuden polttoaineena. Dieseliä käytetään pääsääntöisesti korkean reaktiivisuuden polttoaineena.

Katsauksen laatimisen aikana ei tullut esille muita käyttömääriltään merkittäviä maa- tai meriliikenteen nestemäisiä polttoaineita, joita käytettäisiin erityisesti dual-fuelmoottoreissa.

## 5. Yhteenveto ja tulevaisuuden näkymät

---

Esisekoittunut DF-palamien tulee todennäköisesti olemaan myös tulevaisuudessa yksi keskeinen moottoripalamismuoto laiva- ja voimalaitosmoottoreissa. Laivamoottorien osalta se mahdollistaa IMO Tier III -päästötason saavuttamisen (NO<sub>x</sub>-päästöjen osalta) ilman jälkikäsitteilyjärjestelmiä, ja tarjoaa saman tai lähes dieselmoottorin tasoisen hyötysuhteen. Lisäksi LNG:llä on jo nyt melko hyvä jakeluinfrastruktuuri satamien lähetyvillä ympäri maailman.

Raskaiden maantieajoneuvojen osalta esisekoittuneeseen DF-palamisen suurin heikkous on korkeat HC-päästöt, jotka ovat vaikeasti vähennettävissä Euro VI-lainsäädännön vaatimustasolle sekä matala dieselin korvausaste. Lisäksi kaksoispolttoainejärjestelmästä aiheutuva lisääntynyt kompleksisuus aiheuttavat todennäköisesti huoltotarpeen lisääntymisen, minkä johdosta perinteistä esisekoittunutta DF-palamista ei kuorma-autojen moottoreissa enää nähdä. Sen sijaan raskaissa maantieajoneuvoissa suoraruiskutteinen metaani-diesel DF-palamisen saattaa yleistyä tulevaisuudessa, sillä se tarjoaa jopa 19 %:n CO<sub>2</sub>-päästöedun suhteessa dieseliin ja noin 95 % dieselin korvausasteen. Suoraruiskutteisesta metaani-diesel DF-palamisesta voisi olla kohtuullisella panostuksella muokattavissa RCCI-tyyppiseen palamiseen soveltuva polttoaineenruiskutusjärjestelmä, jolloin osalla moottorin kuormitusalueista voisi hyödyntää RCCI-palamista ja osalla suoraruiskutteista DF-palamista.

Henkilöautojen osalta kehitys ainakin Euroopassa tulee todennäköisesti painottumaan perinteisten bensini- ja dieselmoottorien lievään jatkokehittämiseen, sekä ennen kaikkea niiden yhteensovittamiseen hybridiautojen voimalinjan kanssa johtuen Euroopassa henkilöautovalmistajiin kohdistuvasta voimakkaasta CO<sub>2</sub>-päästöjen vähentämisvaatimuksesta. Pohjois-Amerikan osalta suunta näyttää osittain samalta, mutta siellä moottorikehityksellä tulee olemaan Eurooppaa suurempi painoarvo, koska sikäläinen lainsäädäntö ei samalla tavalla ohjaa autojen sähköistymiseen kuin Euroopassa.

Työkoneiden osalta tiukinkin Vaihe V-päästölainsäädäntö sallii kuorma-autojen Euro VI-lainsäädäntöä korkeammat HC-päästöt. Lisäksi maatalouden piirissä maatilojen omatuotantona tuotettava biometaani mahdollistaisi edullisen polttoainevaihtoehdon maatilalla. Työkoneet eivät siten olisi myöskään samalla tavalla riippuvaisia metaanin jakeluinfrastruktuurista kuin tieliikenteen kuorma-autot. Näiden seikkojen valossa esisekoittuneeseen DF-palamiseen perustuvat metaani-dieselmoottorit voisivat olla oiva käyttökohde maatilojen työkoneissa. Kuitenkin näyttää siltä, että esisekoittuneeseen palamiseen perustuvia DF-moottoreita ei tule markkinoille, koska työkoneiden teknologiavaihtoehdot seuraavat melko tiiviisti kuorma-au-

tomoottorien teknologioita, johtuen suhteellisen pienistä tuotantomääristä. Työkonemoottoreiden osalta näyttää siltä, että tulevaisuudessa kuorma-autojen SI-moottoritekologiaan perustuvat ratkaisut voisivat olla toinen mahdollinen teknologia dieselmoottoreiden rinnalle.

RCCI-palamisen osalta ensimmäinen käyttökohde, jossa se voisi laajemmin yleistyä, voisi olla laiva- ja voimalaitosmoottorit. Syy tähän on, että niissä käytettävä esisekoittunut DF-palaminen on hyvin lähellä RCCI-palamista, ja lisäksi nämä kaksi palamismuotoa käyttäisivät hyvin pitkälle samoja polttoaineenruiskutuskomponentteja. Lisäksi keskinopeissa laiva- ja voimalaitosmoottoreissa moottorien kuormitus- sekä pyörimisnopeusalue on huomattavasti kapeampi kuin maalla ajettavissa ajoneuvoissa.

## Lähdeviitteet

---

- [1] Lennart Haraldsson, "IEA Bioenergy and AMF Workshop Heavy Duty Engines". s. 21, 2014.
- [2] Volvo, "Gas – the road ahead", 2017. [Verkossa]. Saatavissa: <https://www.volvotrucks.com/en-en/news-stories/magazine-online/2017/oct/gas-the-road-ahead.html>. [Viitattu: 29-kesä-2020].
- [3] P. Söderena ja N.-O. Nylund, "IEA AMF Annex 57: Heavy-Duty Vehicle Performance Evaluation - Finnish subproject", 2020.
- [4] R. Vermeulen, R. Verbeek, S. van Goethem, ja R. Smokers, "Emissions testing of two Euro VI LNG heavy-duty vehicles in the Netherlands : tank-to-wheel emissions", s. 39, 2017.
- [5] R. Broman, P. Stålhammar, ja L. Erlandsson, "Enhanced Emission Performance and Fuel Efficiency for HD Methane Fuelled Engines", 2010.
- [6] M. Koehler, E. & Dahodwala, "Webinar "Dual fuel for on-highway HD applications"", 2014.
- [7] M. Mottschall, P. Kasten, ja F. Rodríguez, "Decarbonization of on-road freight transport and the role of LNG from a German perspective", 2020.
- [8] E. Shim, H. Park, ja C. Bae, "Comparisons of advanced combustion technologies (HCCI, PCCI, and dual-fuel PCCI) on engine performance and emission characteristics in a heavy-duty diesel engine", *Fuel*, vsk. 262, nro July 2019, s. 116436, 2020.
- [9] A. García, J. Monsalve-Serrano, V. Rückert Roso, ja M. E. Santos Martins, "Evaluating the emissions and performance of two dual-mode RCCI combustion strategies under the World Harmonized Vehicle Cycle (WHVC)", *Energy Convers. Manag.*, vsk. 149, ss. 263–274, 2017.
- [10] R. D. Reitz ja G. Duraisamy, "Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines", *Prog. Energy Combust. Sci.*, vsk. 46, ss. 12–71, 2015.
- [11] European Commission, "Regulation (EC) No 595/2009 of the European Parliament and of the Council of 18 June 2009 on type-approval of motor vehicles and engines with respect to emissions from heavy duty vehicles (Euro VI) and on access to vehicle repair and maintenance information". 2009.

- [12] European Commission, "Regulation (EU) 2019/1242 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2019 setting CO<sub>2</sub> emission performance standards for new heavy-duty vehicles and amending Regulations (EC) No 595/2009 and (EU) 2018/956 of the European Parliament and of the Council". 2019.
- [13] DieselNet, "Emission Standard - EU: Heavy-Duty Truck and Bus Engines", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <https://dieselnet.com/standards/eu/hd.php>. [Viitattu: 29-kesä-2020].
- [14] European Commission, "Regulation (EU) 2016/1628 of the European Parliament and of the Council of 14 September 2016 on requirements relating to gaseous and particulate pollutant emission limits and type-approval for internal combustion engines for non-road mobile machinery, amended". 2016.
- [15] DieselNet, "Emission Standard - EU: Nonroad Engines", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <https://dieselnet.com/standards/eu/nonroad.php>. [Viitattu: 29-kesä-2020].
- [16] International Maritime Organization, "International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL)", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: [http://www.imo.org/en/About/Conventions/ListOfConventions/Pages/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-\(MARPOL\).aspx](http://www.imo.org/en/About/Conventions/ListOfConventions/Pages/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-(MARPOL).aspx). [Viitattu: 29-kesä-2020].
- [17] European Commission, "Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance". 2007.
- [18] IEA AMF, "Annex 49: COMVEC - Fuel and Technology Alternatives for Commercial Vehicles", 2016.
- [19] IEA AMF, "Annex 39: Enhanced Emission Performance and Fuel Efficiency for HD Methane engines", 2014.
- [20] Mine Energy Solutions, "Dual Fuel Mobile Mining", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <https://www.mineenergysolutions.com/>. [Viitattu: 26-kesä-2020].
- [21] Cummins, "Dual Fuel Engines for Drilling", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <https://www.cummins.com/engines/drilling/dual-fuel-engines-drilling>. [Viitattu: 26-kesä-2020].
- [22] F. Sprenger, P. Fasching, C. Granitz, ja H. Eichlseder, "New Dual-fuel Combustion Process for Passenger Car Engines", *MTZ Worldw.*, vsk. 79, nro 6, ss. 60–67, 2018.
- [23] Wärtsilä, "Dual-fuel engines from Wärtsilä", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <https://www.wartsila.com/encyclopedia/term/dual--fuel-engines-from-wartsila>. [Viitattu: 29-kesä-2020].
- [24] Wärtsilä, "Wärtsilä Dual fuel engines", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/dual-fuel-engines>. [Viitattu: 29-kesä-2020].
- [25] MAN Energy Solutions, "Dual Fuel Technology", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <https://marine.man-es.com/technology/marine-technology/dual-fuel-technology>. [Viitattu: 02-heinä-2020].
- [26] Yanmar, "DUAL FUEL ENGINE", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: [https://www.yanmar.com/global/marinecommercial/products/dual\\_fuel\\_engine/](https://www.yanmar.com/global/marinecommercial/products/dual_fuel_engine/). [Viitattu: 02-heinä-2020].

- [27] Daihatsu Diesel, "Dual-Fuel Engines", 2020. [Verkossa]. Saatavissa: <http://www.dhtd.co.jp/en/products/marine/dualfuel.html>. [Viitattu: 02-heinä-2020].
- [28] IEA AMF, "Annex 54: GDI Engines and Alcohol Fuels", 2019.
- [29] IEA AMF, "Annex 52: Fuels for Efficiency", 2017.
- [30] IEA AMF, "Annex 50: Fuel and Technology Alternatives in Non-Road Engines", 2017.
- [31] IEA AMF, "Annex 48: Value Proposition Study on Natural Gas Pathways for Road Vehicles", 2015.
- [32] IEA AMF, "Annex 41: Alternative Fuels for Marine Applications", 2013.